

Mitteilungen aus dem
Institut für Maschinenwesen
der
Technischen Universität Clausthal
Nr. 39
(Dezember 2014)

Herausgeber:

Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel und Prof. Dr.-Ing. Norbert Müller

Redaktion und Layout:

Dr.-Ing. Günter Schäfer und Dipl.-Ing. Sebastian Hofmann

Anschrift:

Institut für Maschinenwesen
Technische Universität Clausthal
Robert-Koch-Str. 32
D-38678 Clausthal-Zellerfeld

Tel: (0 53 23) 72-22 70

Fax: (0 53 23) 72-35 01

E-Mail: info@imw.tu-clausthal.de

<http://www.imw.tu-clausthal.de>

ISSN 0947-2274

Titelbild:

Übergang eines 6x36 IWRC Drahtseils in ein Seilmodell 6x7 IWRC

Die Artikel stehen als *.pdf-Dokumente in Farbe auf der Instituts-Homepage zur Verfügung.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	1
---------------	---

Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen

Schäfer, G.:

Zahnwellen-Verbindung	5
-----------------------------	---

Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.:

Verschleiß in axial bewegten Zahnwellenverbindungen – Ergebnisse der Untersuchung an Schmierstoffen.....	13
--	----

Mänz, T.; Wendler, J.; Wild, J.:

Experimentelle Bestimmung von Kerbwirkungszahlen sowie von Einflussfaktoren der Oberflächenverfestigung.....	19
--	----

Heß, M.:

Beeinflussung der Reibungsverluste in schrägverzahnten Getrieben durch Druckkamm lager	33
--	----

Mänz, T.:

Neues vom Projekt „Untersuchungen von Pressverbindungen mit gerändelter Welle“	45
--	----

Hilgermann, J.L.; Schäfer, G.:

Übertragungsfähigkeit innenhochdruckgefügter Pressverbindungen....	51
--	----

Nagler, N.; Lohrengel, A.:

Untersuchung des Einflusses axialer Belastungen auf das Schaltverhalten von Freiläufen.....	57
---	----

Hofmann, S.:

Untersuchungen zur Übertragungsfähigkeit stirnseitig verschraubter Freilauf-Flansch-Verbindungen	61
--	----

Konstruktionsmethodik und rechnerunterstützte Produktentwicklung

Arslan, G.:

Erweiterung des Flankengenerators um die Funktionalität „Wälzgefräßte Zahnform“	69
---	----

Prumbohm, M.:

Konstruktion von Recyclingmaschinen am IMW.....	79
---	----

*Langenbach, J.; Lohrengel, A.; Deiters, A.; Lachmayer, R.;
Inkermann, D.; Vietor, T.:*

Standortübergreifende Produktentwicklung im Rahmen der NTH... 83

Systementwicklung, Versuchstechnik und Maschinenakustik

Mänz, T.; Schäfer, G.:

Neue Prüftechnik am IMW 89

Jakob, M.:

Entwicklung eines dynamischen Torsionsprüfstands mit 500 kNm
Prüfdrehmoment..... 93

Hofmann, S.:

Möglichkeiten zum Erfassen der Schraubenvorspannung mit Deh-
nungsmessstreifen..... 95

Schulze, M.; Wächter, M.:

Das Seil unter Querbelastrung – Querelastizitätsuntersuchungen am
IMW im Vergleich zur Norm ISO 16839..... 101

Martinewski, V.:

Tangentialdehnungsverlauf von gelagerten Klemmrollenfreiläufen
..... 113

Hochschule und Kontakte

Heß, M.; Langenbach, J.:

Zu neuen Ufern aufbrechen 121

Gottschalk, J.; Goltermann, A.; Hansen, L.; Behme, H.:

Für einen guten Sound 123

Kasüschke, L.; Wächter, M.:

Techniker2Bachelor – Offene Hochschule..... 129

Ausstattung etc.

Technische Ausrüstung, Kooperationsangebote und Forschungs-
schwerpunkte des Institutes..... 135

Veröffentlichungen des Institutes seit dem 01.01.2007..... 141

Erschienene Institutsmitteilungen seit 2007..... 155

Autoren..... 157

Anfahrt..... 159

Vorwort

Liebe Geschäftspartner und Freunde des Instituts für Maschinenwesen,

pünktlich zum Jahresende ist es im Oberharz winterlich geworden. Leichter Schneefall und Minusgrade haben sich eingestellt und sorgen für die notwendigen Rahmenbedingungen weihnachtlicher Vorfreude.

Das Institut erholt sich langsam von den intensiven Bau- und Renovierungsarbeiten, die wir in diesem Jahr durchgeführt haben und als Lohn für die Mühe können wir unseren Partnern zukünftig erheblich erweiterte Prüf- und Untersuchungskapazitäten bieten, die z. B. im Bereich der Torsionsbeanspruchung nun bis 500.000 Nm reichen. Insbesondere dieser neue Torsionsprüfstand bereitete uns in der Konstruktion, Fertigung und Montage einige Mühe. Unter anderem mussten dafür aufwändige Fundamente errichtet werden, die durch Kellerdecke und Sohle bis in das Oberharzer Granitgestein reichen. Das erste Projekt auf diesem Prüfstand wird eine Seiltrommeluntersuchung sein. Weitere Informationen zur Ausstattung sind in der Aufstellung am Ende dieser Mitteilung und in den einzelnen Berichten zu finden.

Trotz der zahlreichen Baumaßnahmen haben wir die Bearbeitung der Forschungsprojekte weitgehend störungsfrei fortsetzen können und so auch in diesem Jahr wieder einige davon erfolgreich abgeschlossen. Erfreulicherweise sind auch neue Forschungsanträge bewilligt worden, so sind wir z. B. weiterhin aktiv am Schwerpunktprogramm „Ressourceneffiziente Konstruktionselemente“ der DFG beteiligt und kümmern uns um die Effizienzsteigerung von schrägverzahnten Getrieben.

Daran ist auch ein deutlicher Schwerpunkt unserer Forschungstätigkeiten im Bereich der Antriebstechnik zu erkennen, denn unterschiedliche Themenstellungen auf diesem Gebiet bearbeiten wir zur Zeit in Zusammenarbeit mit Industriearbeitskreisen der Forschungsvereinigung Antriebstechnik des VDMA. Im Mai diesen Jahres hatten wir gleich drei dieser Arbeitskreise in Clausthal zu Gast.

Unsere Aktivitäten im Bereich der Recyclingmaschinen haben erste kleine Früchte in Form eines Shredder-Prototypprüfstands getragen, mit dem recht vielversprechende Ergebnisse erzielt werden konnten. Für das nächste Jahr erhoffen wir uns den erfolgreichen Start eines zur Zeit beantragten Projektes.

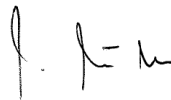
Das neu bewilligte Projekt „Techniker2Bachelor“ wird vom Bundesministerium für Bildung und Forschung gefördert und wir wollen während der ersten Phase, Verfahren erarbeiten und etablieren, die die pauschale Anrechnung beruflich erworbener Kompetenzen ermöglichen, um ein verkürztes universitäres Bachelorstudium zu erreichen. Mit der Technikakademie der Stadt Braunschweig ist bereits ein Kooperationsvertrag unterzeichnet worden und die ersten Techniker aus Braunschweig studieren in Clausthal Maschinenbau. In einem weiteren Schritt wollen wir uns auch um die im ingenieurwissenschaftlichen Bereich leider viel zu hohen Studienabbrecher kümmern. Diesen soll für den Fall des Studienabbruchs zukünftig ein möglichst attraktiver Weg zum Berufsabschluss als Techniker aufgezeigt werden.

Der jährlich stattfindende Konstruktionswettbewerb im Fach Konstruktionslehre wurde im letzten Wintersemester zusammen mit der Firma Sennheiser gestaltet und wir haben wieder einmal sehr kreative und faszinierende Lösungen für die gestellte Projektaufgabe gesehen. Im aktuellen Wintersemester kommt die Aufgabenstellung von der Firma Still aus Hamburg und es geht natürlich um Gabelstapler, aber mehr wird nicht verraten.

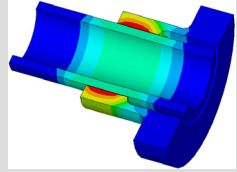
Weiterhin positiv ist die Entwicklung der Studentenzahlen, denn mit exakt 4877 Studierenden im aktuellen Wintersemester hat die Technische Universität Clausthal in ihrer 239-jährigen Geschichte einen neuen historischen Rekordwert erreicht.

Die Mannschaft des IMW hat sich im vergangenen Jahr leicht vergrößert. Nadine Nagler hat das Institut verlassen und ein neues Aufgabenfeld in der Industrie angenommen; natürlich in der Antriebstechnik. Die Auszubildenden Marcel Klak sowie Marcel Wille haben ihre Berufsausbildung erfolgreich abgeschlossen, Karolin Warnecke und Sascha Mook haben 2014 als Auszubildende im IMW begonnen. Im Bereich der wissenschaftlichen Mitarbeiter sind Lucy Kasüschke, Max Prumbohm und Viktor Martinewski neu hinzugekommen.

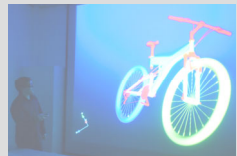
Zum Schluss bleibt uns noch, Ihnen auch im Namen aller Mitarbeiter, ein gesegnetes Weihnachtsfest und ein gesundes und erfolgreiches Jahr 2015 zu wünschen.



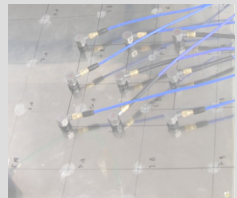
Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte



Zahnwellen-Verbindung

Auslegung, Potentiale und Festigkeitsnachweis von Passverzahnungen

Schäfer, G.



Zahnwellenverbindungen/Passverzahnungen stellen eine häufig angewendete Alternative unter den möglichen Welle-Nabe-Verbindungen dar. Für die Gestaltung stehen verschiedene genormte Profile sowie daran angelehnte Modifikationen zur Verfügung. Der Beitrag gibt Hinweise für eine anwendungsorientierte Auswahl der Profilgeometrie und bewertet weitere Optimierungspotentiale z.B. in Form einer Flankenlinienkorrektur. Abschließend wird die zweistufige Vorgehensweise mit der elementspezifischen Berechnungsnorm DIN5466 zur Berechnung lokaler Spannungen und der daran gekoppelte Festigkeitsnachweis nach dem örtlichen Konzept der FKM-Richtlinie skizziert.

Splines are common elements in mechanical engineering to join shafts and hubs. The following chapters explain how to design a splined connection and how to increase the load capacity regarding the geometry, material and manufacturing technology. Finally the stress analysis with the combination of DIN 5466 and FKM-Guideline is introduced.

1 Einleitung

Die Auslegung einer Passverzahnung stellt aufgrund der Anzahl der variierbaren Parameter eine anspruchsvolle Aufgabe dar. Ausgehend von dem üblicherweise recht früh festliegenden Durchmesser, kann nach DIN 5466 [1] eine sinnvolle Breite abgeleitet werden. Anschließend sind dann Fragen bezüglich Modul – Zähnezahl zu klären. Damit wäre die Grobgeometrie zunächst skizziert und es können detaillierte Berechnungen zur Übertragungsfähigkeit angestellt werden und weitere Festlegungen bezüglich Werkstoff, Wärmebehandlung, Fertigungsverfahren und -qualität, Schmierung, Passung usw. behandelt werden. Die folgenden Abschnitte sollen Hinweise und Hilfestellungen zu den jeweils anstehenden Entscheidungen liefern und Ausblicke geben.

2 Auswahl der Profilgeometrie und Optimierungspotentiale

Mit dem vorgesehenen Durchmesser der Verbindung kann aus der DIN 5480 ein geeignetes Modul-Zähnezahl-Verhältnis abgelesen werden. Zu einem Bezugsdurchmesser sind allerdings unterschiedliche Verhältnisse verfügbar. Die Verbindung mit der höchsten Zähnezahl (kleinste Zähne) hat im Wellenzahnfuß über weite Bereiche die geringste Vergleichsspannung wegen des großen Kernquerschnitts, auf den Steifigkeitssprung an der Nabenkante reagiert sie aber mit der höchsten Spannungsspitze. Die Verbindung mit der kleinsten Zähnezahl (massivste Zähne) hat an der Nabenkante klare Vorteile. Die optimale Lösung liegt mit einem ausgewogenen Verhalten dazwischen, grob abgeschätzt kann der Bereich zwischen 25% und 50% des nach DIN 5480 möglichen Moduls empfohlen werden, siehe Abbildung 1.

Tabelle 1 — Auswahlreihen, Bezugsdurchmesser d_b von 6 mm bis 58 mm

d_b mm	Zähnezahl z bei Modul m													
	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	5	6
6	10	8	6	6										
7	12	10	8	7										
8	14	12	9	8	6									
9	16	13	10	10	7									
10	18	15	12	11	8	6								
11	20	17	13	12	9	7								
12	22	18	14	13	10	8	6							
13	24	20	16	15	11	9	7	6						
14	26	22	17	16	12	10	8	6						
15	28	23	18	17	13	10	8	7	6					
16	30	25	20	18	14	11	9	8	6					
17	32	27	21	20	15	12	10	8	7					
18	34	28	22	21	16	13	11	9	8	6				
19	36	30	24	22	17	14	12	10	9	7				
20	38	32	25	23	18	15	13	11	10	8	6			
22	40	34	26	24	19	16	14	12	11	9	7			
24	42	36	28	26	20	17	15	13	12	10	8	6		
26	44	38	30	28	21	18	16	14	13	11	9	7		
28	46	40	32	30	22	19	17	15	14	12	10	8	6	
30	48	42	34	32	23	20	18	16	15	13	11	9	7	
32	50	44	36	34	24	21	19	17	16	14	12	10	8	6
34	52	46	38	36	25	22	20	18	17	15	13	11	9	7
36	54	48	40	38	26	23	21	19	18	16	14	12	10	8
38	56	50	42	40	27	24	22	20	19	17	15	13	11	9
40	58	52	44	42	28	25	23	21	20	18	16	14	12	10
42														
44														
46														
48														
50														
52														
54														
56														
58														

Abbildung 1: Ausschnitt der Geometrietabelle aus DIN 5480-1 mit Beispielen empfohlener Module

Als sinnvolle Breite der Verbindung wird in DIN 5466-1 [1] das Verhältnis $b/d_b = 0,6$ genannt. Bei besonders hohen Querkraft- oder Biegebelastungen, sowie für gute Verschieblichkeit kann das Verhältnis größer gewählt werden. Bei reiner Drehmomentübertragung sind herunter zu 0,4 noch keine Tragfähigkeitseinbußen zu erwarten. Größere Querkräfte sollten von

der flankenzentrierten Zahnwellen-Verbindung aus Verschleißgründen fern gehalten werden. Grundsätzlich ist eine überwiegende Drehmomentbeanspruchung (Betriebsbereich III gemäß DIN 5466-1) anzustreben. Um dies zu erreichen, können separate Durchmesserzentrierung im Wellenkopf oder Zentriersitze seitlich der Verzahnung genutzt werden, womit aber die Problematik der Mehrfachpassung verschärft wird. Für Torionswechselbelastungen ergeben sich dadurch noch keine Vorteile, da auch mit den Durchmesserzentrierungen das Verdrehflankenspiel rotatorisch durchführen werden kann. An dieser Stelle sei auf einen weiteren Parameter, die Flankenpassung hingewiesen. Es kann der gesamte Bereich von Spielpassung bis Presssitz gewählt werden. Hierbei spielen funktionsbedingte Vorgaben, z.B. Schieberad-Verbindung, oder aber der Wunsch das Verschleißrisiko durch Eingrenzung der Relativbewegungen zu minimieren eine Rolle. Die Varianten mit Presssitz haben Vorteile bei der Übertragung von Wechsel-drehmomenten, da hier kein Verdrehspiel vorhanden ist, dies bedeutet aber auch eine erschwerte Montage.

Die nächste gestalterische Einflussnahme ist am Verzahnungsauslauf gegeben. Es kann ein gebundener Auslauf, d.h. Wellenzahnkopfdurchmesser = Wellendurchmesser, oder ein freier Auslauf, d.h. Wellenzahnfußdurchmesser geringfügig größer als der Wellendurchmesser, realisiert werden. Diese Entscheidung ist nicht selten durch die Umgebungskonstruktion beeinflusst. Das Festigkeitsverhalten kann durch folgende zwei positive Aussagen beschrieben werden:

- Bei gleichem Wellendurchmesser ist der freie Auslauf die tragfähigere Variante
- Bei gleichem Wellenzahnkopfdurchmesser ist der gebundene Auslauf tragfähiger

Einen weiteren Variationsparameter stellt der in DIN/ISO 4156 flexible Flankenwinkel dar. Übliche Varianten sind die Winkel 20°, 30°, 37,5° und 45°. DIN 5480 ist auf 30° fokussiert. Dickwandige Naben bis herunter zum Verhältnis $d_{e2}/d_B = 1,3$ haben keinen bevorzugten Flankenwinkel. Bei den technisch relevanten dünneren Naben, zeigt die 30°-Variante das günstigste Verhalten. Bei 20° wachsen die Zahnfußbiegeanteile und oberhalb 30° wird die wachsende Radialkomponente der Flankenkraft wirksam. Die 20°-Variante ist also besonders unter Fertigungsgesichtspunkten in Kombination mit einer Laufverzahnung auf einer Welle nutzbar. Die 45°-Variante macht grundsätzlich eine dickwandige Nabe ($d_{e2}/d_B > 1,3$) notwendig. Bezüglich der Wellenbeanspruchungen sind keine signifikanten Unterschiede der Flankenwinkelvarianten in den Vergleichsspannungen nach v. Mises vorhanden.

Als weitere, etwas tiefer gehende, Variationsmöglichkeiten zur Leistungssteigerung bieten sich z.B. Flankenlinienkorrekturen in Form von Endrücknahmen oder Balligkeiten an, siehe dazu auch [4]. In Abbildung 2 ist die Wirkung der Flankenlinienkorrektur am Beispiel der Flankenpressung unter identischen Last- und Werkstoffannahmen zu sehen, die Drehmomenteinleitung befindet sich jeweils rechts oben. Links mit gerader Flankenlinie, die Streckgrenze wird deutlich überschritten (graue Bereiche). Rechts mit Flankenlinienkorrektur nach [4], die Beanspruchungsspitzen lassen sich dadurch auf ca. 1/3 reduzieren.

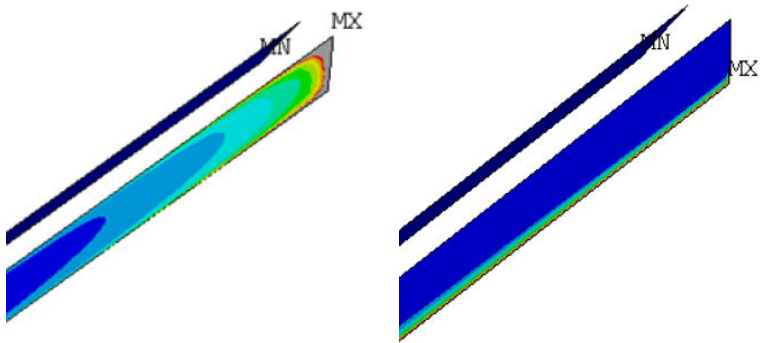


Abbildung 2: Flächenpressungsvergleich bei identischer Drehmoment-last, links ohne Flankenlinienkorrektur, rechts mit Korrektur nach [4]

3 Auslegung der Verbindung

Nachdem grundlegende Gedanken zur Gestaltung der Zahnwellenverbindung im vorangegangenen Kapitel diskutiert wurden, sollen hier ein paar kurze Gedanken zur rechnerischen Auslegung der Verbindung aufgezeigt werden. Grundsätzlich ist die Gestaltfestigkeit der Verbindung unter den erwarteten Betriebslasten nachzuweisen. Dazu ist die im nachfolgenden Kapitel dargestellte kombinierte Vorgehensweise nach DIN 5466 [1] und FKM-Richtlinie [3] geeignet. Alternativ kann mit mehr Aufwand eine spezifische FEM-Berechnung durchgeführt werden und daraus der FKM-Nachweis gespeist werden. Als dritte aufwändigste und aussagekräftigste Alternative bleibt der Bauteilversuch zu nennen, so wie er am IMW für den Abgleich der Berechnungen durchgeführt wurde. Neben all diesen grundsätzlichen Festigkeitsnachweisen kann es in einigen

Fällen notwendig sein eine Abschätzung der Nutzungsdauer unter teilweise auftretendem Verschleiß anzustellen.

Der in Abbildung 3 dargestellte Beanspruchungsverlauf zeigt den kritischen Nachweispunkt im Zahnfuß der Lastflanke auf, hier herrschen hohe Zugspannungen. Auf der anderen Zahnfußseite sind, bei voller Ausrundung, geringe Zugspannungen oder, im Fall des normalen flachen Fußkreises, geringe Druckspannungen vorhanden. Daraus ergeben sich folgende Konsequenzen für die Auslegung:

- Bei Wechseltorsion muss mit dem Spannungshub zwischen rechtem (Zugspannung) und linkem (Druckspannung) Zahnfußspannungswert gerechnet werden
- Die Auswirkungen der Zugspannung im rechten Zahnfuß können durch Druckeigenspannungen, z.B. durch Kaltumformen der Verzahnung, erheblich gemildert werden

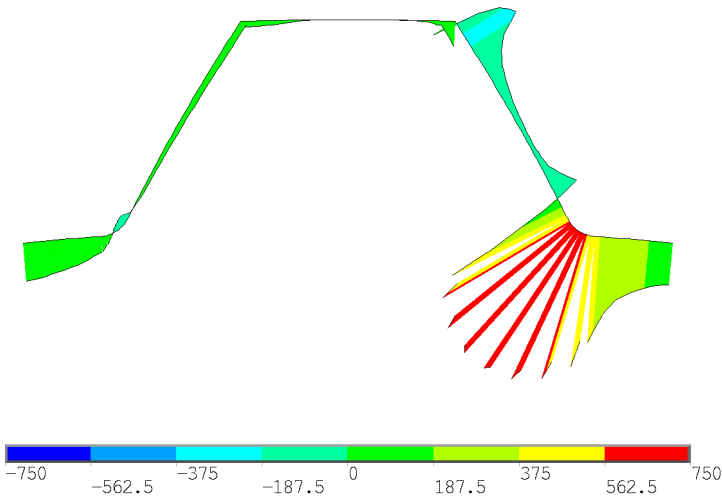


Abbildung 3: Beispielhafte Beanspruchungsverteilung über der Zahnkontur eines Wellenzahns bei flacher Fußausrundung ($\rho = 0,16m$) mit reiner Drehmomentbelastung auf der rechten Wellenzahnflanke.

4 Entwicklungen in der Berechnungsnorm DIN 5466

Die Berechnungsnorm für Zahn- und Keilwellenverbindungen, DIN 5466, besteht aus einem ersten Grundlagenteil DIN 5466-1, der die Theorie, Vorgehensweise und allgemeine Formeln zur Tragfähigkeitsberechnung von Passverzahnungen unterschiedlichster

Profilgeometrie beschreibt. Die, abhängig von der Profilgeometrie, konkret einzusetzenden Faktoren sind für die Geometrie nach DIN 5480 in DIN 5466-2 angegeben. Dieser Teil 2 (DIN 5466-2) ist aktuell zurückgezogen und in der Überarbeitung. Die im Teil 2 angegebenen Faktoren wurden, Ende der 90er Jahre, auf Basis linear-elastischer FEM-Kontakt-Parameterberechnungen ermittelt. Als Ergebnis davon gaben die Berechnungen mit diesen Faktoren nach DIN 5466-2 die bei linearelastischem Materialverhalten typisch hohen Kantenspannungen als Maximallasten wieder. Die Ergebnisse konnten nicht mit gängigen Werkstoffgrenzwerten verglichen werden. Ein erster Versuch das teilplastischen Werkstoffverhalten innerhalb dieser elementspezifischen Berechnungsnorm zu integrieren, erwies sich als wenig nachhaltig und wurde daher verworfen, was zur Zurückziehung des Teils 2 führte. Mittlerweile ist die numerische Simulationstechnik verfeinert worden und es wurden damit umfangreiche Parameterstudien neu durchgeführt, die in Abstimmung mit den in nennenswerter Zahl gefahrenen experimentellen Untersuchungen einerseits zur Definition neuer Werte für die Geometriefaktoren führte und andererseits eine klare Trennung zwischen der Beanspruchungsberechnung in der DIN 5466 und dem anschließenden Tragfähigkeitsnachweis nach dem örtlichen Konzept der FKM-Richtlinie ermöglichte.

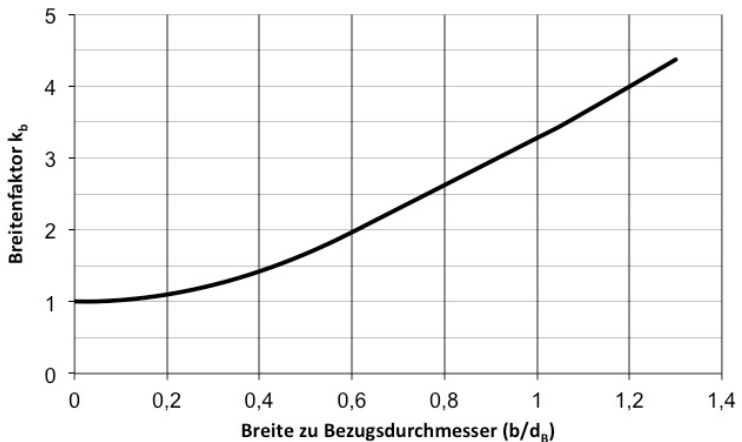


Abbildung 4: Abhängigkeit des Breitenfaktors am Beispiel einer Verbindung DIN 5480 – 45x2x30x21

Zwei wesentliche Punkte im Berechnungsgang nach DIN 5466 sind die Lastverteilungen über dem Verbindungsumfang und der Verbindungsbreite. Als ein Ergebnis der Überarbeitung ist nachfolgend der Verlauf des Breitenfaktors k_b für eine Verbindung

DIN 5480 – 45x2x30x21 dargestellt. Im Vergleich dazu betrug der Breitenfaktor in der alten Version für $b/d_B = 0,4$ $k_b = 2,4$ und für $b/d_B = 1$ $k_b = 5,7$.

5 Festigkeitsnachweis in Kombination mit der FKM-Richtlinie

Mit der DIN 5466 werden, entsprechend ihrer Entwicklungsphilosophie, die Maximalbeanspruchungen in der Verzahnung (z.B. Zahnfußspannung an der Nabenkante) berechnet, so wie dies auch in einer separaten FEM-Berechnung ausgewertet würde. Wie bereits am Ende des Kapitels 3 beschrieben, sind hier bei Wechseltorsionsbelastung ggf. unterschiedliche Zahnfußseiten auszuwerten. Bei den Spannungswerten handelt es sich also um lokale Spannungswerte, die entsprechend im „Örtlichen Konzept“ der FKM-Richtlinie weiter verwendet werden. Für den allgemeinen Fall der dynamischen Belastung muss die Berechnung nach DIN 5466 für die Ober- und Unterlast und ggf. die Mittellast nacheinander durchgeführt werden. Die so berechneten Schub- und Normalspannungswerte der unterschiedlichen Lastfälle werden dann in den FKM-Berechnungsgang übernommen. Die Werkstoffkennwerte werden wie gewöhnlich aus dem Anhang (Kap 5) der FKM-Richtlinie entnommen und nach Kap 3.2 umgerechnet.

Neben den örtlichen Spannungswerten werden durch die Berechnung nach DIN 5466 auch die entsprechenden bezogenen Spannungsgefälle bereitgestellt. Der Ansatz des „Plastischen Flecks“ im Kapitel 3.3 der FKM-Richtlinie konnte bislang noch nicht zufriedenstellend auf die Zahnwellen angewendet werden. Gleiches gilt auch für die „Werkstoffmechanische Stützzahl“ nach Kapitel 4.3 der FKM-Richtlinie. In beiden Fällen sind Annahmen zu treffen, für die bislang noch keine stabilen Ansätze für die Zahnwellen- Geometrie gefunden werden konnten. Die klassische Berechnung der Stützzahlen nach Stieler in Kapitel 4.3.1 der FKM-Richtlinie funktioniert dagegen zuverlässig.

Für kaltgewalzte Verzahnungen wird einerseits in DIN 5466 der vergrößerte Fußradius berücksichtigt und mit Formel 4.3.28 aus der FKM-Richtlinie auch die Randschichtverfestigung. Mit den bislang durchgeführten Berechnungen und Versuchen, kann die Anwendung eines mittleren K_v -Wertes von 1,5 empfohlen werden. Der restliche Berechnungsablauf nach FKM-Richtlinie bis hin zum Nachweis für zusammengesetzte Spannungen nach Kapitel 4.6 kann dann normal abgearbeitet und ausgewertet werden. Die vollständige Darstellung der Berechnung nach DIN 5466 und FKM-Richtlinie konnte an dieser Stelle aus Platzgründen nicht erfolgen, ist aber mit den beiden

Literaturstellen [1] und [3] sowie den Hinweisen dieses Beitrags nachvollziehbar.

6 Zusammenfassung

Die ständige Weiterentwicklung der numerischen Berechnung von Passverzahnungen am IMW und die parallel dazu durchgeführten Bauteilversuche erlauben einerseits eine immer genauere Auslegung dieser Verbindung und zeigen andererseits gezielte Optimierungsmöglichkeiten mit Ihren Potentialen auf. Als Ergebnis davon konnten die analytischen Berechnungsansätze geschärft und in Bezug auf Fertigungseinflüsse und Geometrievarianten erweitert werden. Für den abschließenden Festigkeitsnachweis wurde die Kopplung der zahnwellenspezifischen Beanspruchungsberechnungen in Anlehnung an DIN 5466 mit der FKM-Richtlinie für Maschinenbauteile vorgestellt.

7 Literatur

- /1/ DIN 5466: Tragfähigkeitsberechnungen von Zahn- und Keilwellenverbindungen, Deutsches Institut für Normung, Berlin, Beuth-Verlag, 2000
- /2/ DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Teil 1 bis 3, Deutsches Institut für Normung, Berlin, Beuth-Verlag, 2008
- /3/ FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. 6. Auflage, Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), Frankfurt/Main, VDMA-Verlag 2012
- /4/ Schäfer, G.: Gleichmäßigkeit zur Leistungssteigerung. IMW TU Clausthal, Institutsmitteilung Nr. 25, 2000, http://www.imw.tu-clausthal.de/fileadmin/Bilder/Forschung/Publikationen/Mitt_2000/2000_023_schaefer.pdf

Verschleiß in axial bewegten Zahnwellenverbindungen – Ergebnisse der Untersuchung an Schmierstoffen

Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.

In der letzten Institutsmitteilung wurde ein neuer Prüfstand zur Ermittlung real auftretender Reibwerte in axial verschiebbaren Zahnwellenverbindungen vorgestellt. In diesem Artikel werden nun die erzielten Ergebnisse zum Einfluss des Schmierstoffes im Kontaktbereich dargestellt.

In the last issue, a new test-setup for experimental investigation of real-life coefficients of friction in spline shafts under axial motion was introduced. The influence of different lubricants in that special kind of sliding contact as a result of the first tests will be represented in that article.



1 Einleitung

Durch die sinnvolle Zielsetzung, die Effektivität von Antriebssträngen ständig zu steigern, werden die Anforderungen an Komponenten im Antriebsstrang, aber auch der Anspruch auf eine genaue Berechnung dieser, immer härter. Eine wesentliche Komponente ist dabei in vielen stationären und mobilen Antrieben die Kreuzgelenkwelle mit Längenausgleich, welche häufig zum Ausgleich von radialem und winkligem Versatz vor allem bei erforderlicher axialer Freiheit eingesetzt wird. Jedoch treten bei axialer Verschiebung im Längenausgleich nicht unerhebliche Reibkräfte auf, welche zum einen die Anschlussstelle belasten, zum anderen Verschleiß im Längenausgleich hervorrufen. Es ist aus vorrangegangener Forschung bekannt /2/, dass die Reibwerte im geschmierten Gelenkwellen-Längenausgleich unter realen Belastungssituationen wesentlich höher sein können, als von den Gelenkwellenherstellern angenommen. Dadurch verschleißt nicht nur der Längenausgleich stärker, auch die Belastung der Anschlussstellen erhöht sich um ein nicht genau vorhersagbares Maß. Um erstmals genaue Reibwerte im Längenausgleich unter realitätsnahen Belastungen ermitteln zu können, wurde in der letzten Institutsmitteilung /1/ ein Prüfstands Aufbau (Abbildung 1) vorgestellt.

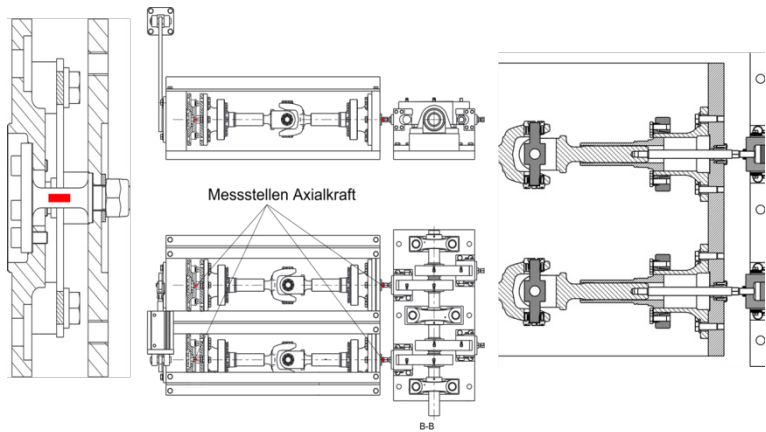


Abbildung 1: Prüfstand zur Reibwerteermittlung, Messstellen sind rot markiert

2 Versuchsdurchführung und Parameter

Im Prüfstand werden die Proben mit einer Frequenz von 1Hz und einem Verschiebeweg von 1mm unter Belastung mit einem Torsionsmoment von 500Nm axial bewegt. Die Prüfteile sind Zahnwellenverbindungen nach DIN5480-32x2x4. Da ein ständiges Belasten der Zahnflanken zu einem sehr schnellen Fressen in der Zahnwellenverbindung führt, wird aller 40s das Torsionsmoment für 20s abgestellt. Dadurch wird erreicht, dass aus der Verzahnung gepresster Schmierstoff teilweise wieder in den Zahnkontakt transportiert wird. Die gemessene Axialkraft F_{ax} wird nach Formel 2.1 (nach Seherr-Thoss /3/) in einen Reibwert umgerechnet.

$$\mu = \frac{F_{ax}}{T} \cdot \frac{d_B}{2} \cdot \cos \alpha \quad 2.1$$

F_{ax} – axiale Verschiebekraft [N]

T – Verspannmoment [Nm]

d_B – Bezugsdurchmesser der Verzahnung, 32mm

α – Eingriffswinkel, 30°

Die in den Versuchen verwendeten Schmierstoffe sind aus Herstellerkatalogen ausgewählt und daher standartmäßig verfügbar. Bisher wurden fünf verschiedene Schmierstoffe untersucht und ausgewertet. Es handelt sich dabei um zwei Universalfette sowie drei

lithiumverseifte Fette verschiedener Hersteller mit einem hohen Anteil an weißen Festschmierstoffen, da von diesen die besten Ergebnisse im Bezug einer späteren Anwendung in Gelenkwellen erwartet werden. Die Universalfette stellen in den Versuchen die Referenz dar. Das erste Universalfett wurde über Jahre hinweg von vielen Herstellern als Standardschmierstoff im Gelenkwellen-Längenausgleich verwendet. Das zweite Universalfett ist das direkte Nachfolgeprodukt. Es werden von jedem Schmierstoff insgesamt 5 Proben untersucht.

Die geschmierten Proben werden unter den genannten Belastungen so lange axial oszillierend verfahren, bis entweder $1 \cdot 10^6$ Verschiebungen erreicht sind oder ein Reibwert von ca. 0,25 erreicht ist. Dabei wird zu Beginn jedes Versuchs das Knick- und Verdrehspiel der eingebauten Proben ermittelt. Das Verdrehspiel wird dann als Verschleißkennwert alle $1 \cdot 10^5$ Verschiebungen im Prüfstand mit einem Abstand von 45mm zur Probenachse gemessen. Dazu werden die Proben mit einem Drehmoment von $\pm 50\text{Nm}$ belastet.

3 Ergebnisse

In Tabelle 1 ist ein grober Überblick über die geringste und größte Anzahl an Verschiebungen für jeden Schmierstoff bis Versuchsabbruch aufgeführt. Es sind sehr starke, schmierstoffabhängige Unterschiede erkennbar. Bisher gibt es nur zwei Schmierstoffe, bei denen wenigstens eine Probe die volle Anzahl an Verschiebungen erlebt hat. Bei den anderen bisher getesteten Schmierstoffen ist zum Teil schon nach sehr geringen Verschiebungsanzahlen das Abbruchkriterium erreicht worden.

Tabelle 1: Überblick über kleinste und größte erlebte Anzahl an Verschiebungen für jeden Schmierstoff

Schmierstoff	Versuchsabbruch bei Lastwechsel	
	schlechteste	beste
1 (Referenz)	200000	270000
2 (Referenz 2)	210000	500000
3	500000	1000000
4	65000	160000
5	450000	1000000

Der typische Verlauf eines Reibwertes über der Anzahl an Verschiebungen bis zum Abbruch des Versuchs durch Überschreitung eines maximalen Reibwertes ist in Abbildung 2 dargestellt.

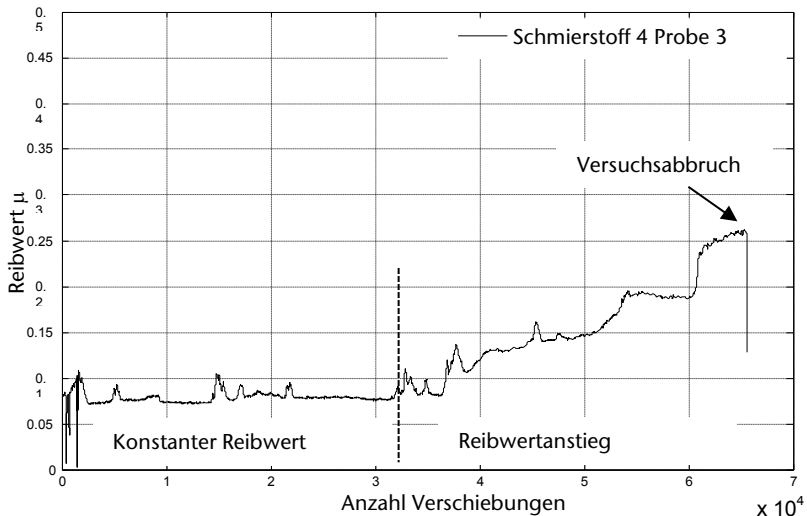


Abbildung 2: Beispielhafter Verlauf einer Reibwertkurve über der Anzahl an Verschiebungen bis Versuchsabbruch

Die Verläufe beginnen typischerweise mit einem relativ flachen Bereich mit annähernd konstantem Reibwert. Dieser Bereich wird ab und zu durch einen kurzen Reibwertanstieg unterbrochen. Vermutlich finden zu diesen Zeitpunkten schon einzelne Durchbrüche der Schmierfilmschicht auf, welche aber durch das Entlasten wieder geschlossen werden können. Werden die Störungen zu groß, beginnt der Reibwert stetig an zu steigen bis das Abbruchkriterium erreicht ist. Der Schmierstoff hat in dem Fall versagt. Um nun einen Überblick über die Eignung der Schmierstoffe zu erhalten, sind die mittleren Schmierstoffe ermittelt aus dem flachen Bereich in Tabelle 2 gelistet. Für Schmierstoff 4 ist lediglich der initiale Reibwert zu Versuchsstart verfügbar, ein mittlerer Reibwert über der Versuchszeit kann aufgrund des sehr schnellen Versagens des Schmierstoffes nicht angegeben werden.

Tabelle 2: ermittelte Reibwerte für den geschmierten Kontakt

Schmierstoff	Initialer Reibwert	Mittlerer Reibwert
1 (Referenz)	0,1	0,121
2 (Referenz 2)	0,1	0,111
3	0,1	0,090
4	0,077	kA
5	0,095	0,094

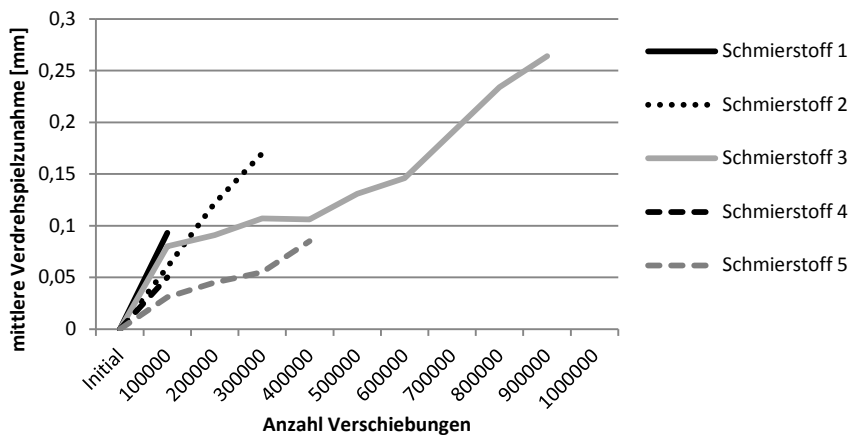


Abbildung 3: mittlere Verdrehspielzunahme

Die mittlere Verdrehspielzunahme über alle Proben eines Schmierstoffes ist in Abbildung 3 aufgeführt. Da jedoch eine Vielzahl der Proben vor Ende der anvisierten $1 \cdot 10^6$ Verschiebungen ausgefallen sind, ist die Datenlage für eine detaillierte Auswertung zu gering. Ein Vergleich der Verdrehspielzunahmen ist nur für Proben aussagekräftig, die eine ähnliche Anzahl Verschiebungen erlebt haben. Jedoch lassen sich auch hier schmierstoffabhängige Unterschiede im Anstieg erkennen. Offensichtlich ist die Verdrehspielzunahme bei Schmierstoff 1 und 2 zu Beginn besonders groß, was auch zu verfrühten Ausfall führt. Die geringste Verdrehspielzunahme ist für Schmierstoff 5 zu erkennen. Jedoch mit der Einschränkung das bis 500000 Verschiebungen ebenfalls ein Großteil der Proben ausgefallen ist und nur eine Probe die volle Anzahl Verschiebungen erreicht hat.

4 Zusammenfassung

Die hier vorgestellten Ergebnisse stellen einen Auszug der bisher erreichten Erkenntnisse aus dem Forschungsvorhaben „Reibwert- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich“ (FVA Nr. 505II, IGF Nr. 17142 N/1) dar. Es ist bisher erkennbar, dass durch die Wahl in diesem Fall von Schmierstoff 3 der Reibwert im Längenausgleich deutlich gesenkt werden kann. Ebenfalls schützt dieser Schmierstoffzuverlässig vor einem Durchbruch des Schmierfilms und somit zu einer Verringerung des Verschleißes.

Genaue Informationen zu den aufgeführten Ergebnissen sind den Berichten zu dem Forschungsvorhaben zu entnehmen.

5 Danksagung

Der Autor bedankt sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung, sowie bei der AiF Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung des Projekts „Reibwert- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich“ (FVA Nr. 505II, IGF Nr. 17142 N/1).

6 Literatur

- /1/ Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Verschleiß in axial bewegten Zahnwellenverbindungen – Prüfstand zur experimentellen Ermittlung von Reibwerten und Verschleißkennwerten, Institutsmitteilung Nr. 39, IMW Clausthal 2013
- /2/ Lau, P.; Schäfer, G.; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.: Beanspruchungsgerechte Dimensionierung von Gelenkwellen-Profilverschiebungen (Längenausgleich), Abschlussbericht, 2011.
- /3/ Seherr-Thoss, H.-C. v.; Schmelz, F.; Aucktor, E.: Gelenke und Gelenkwellen: Berechnung, Gestaltung, Anwendungen. 2. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer, 2002.

Experimentelle Bestimmung von Kerbwirkungszahlen sowie von Einflussfaktoren der Oberflächenverfestigung



Mänz, T.¹; Wendler, J.²; Wild, J.¹

¹ Institut für Maschinenwesen, TU Clausthal

² Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion, TU Dresden

Die Auswertung experimentell gewonnener Dauerfestigkeiten hat häufig die Bestimmung von Kerbwirkungszahlen zum Ziel. Die Ermittlung dieser Größe muss durch inverse Anwendung jener Berechnungsvorschrift erfolgen, in die sie einfließt. Der Einfluss der Oberflächenverfestigung auf die Dauerfestigkeit wird in aktuellen Berechnungsvorschriften nur mit unzureichender Genauigkeit angegeben. Für genauere Aussagen empfiehlt sich deren Bestimmung basierend auf experimentellen Untersuchungen. Stand der Technik zur Auslegung von Wellen und Achsen sind die DIN 743 sowie die FKM-Richtlinie. Deren Anwendung zur Bestimmung der oben genannten Größen sollen im Rahmen dieser Ausarbeitung dargelegt werden.

The analysis of experimental gained fatigue strengths often has the purpose to determine fatigue notch factors. The calculation of these parameters has to take place by the inverse application of that calculation guideline in which they are used later. The influence of surface hardening on the fatigue strength is specified with insufficient accuracy in current calculation guidelines. For more precise statements experiments are necessary. State of the art in designing shafts and axles are the DIN 743 and the FKM-Richtlinie. Their application to calculate the above mentioned parameters is object of this paper.

1 Einleitung

Die experimentelle Untersuchung von Welle-Nabe-Verbindungen hinsichtlich ihrer Tragfähigkeit ist eine häufige Problemstellung am Institut für Maschinenwesen. Gegenstand dieser ist, neben der Überprüfung, Präzisierung und Vervollständigung von Möglichkeiten

zur Abschätzung der Kerbwirkung, die Bestimmung des Einflusses von Oberflächenverfestigungen (z. B. durch Kaltwalzen oder Einsatzhärten) auf die Dauerfestigkeit.

Die Bestimmung experimenteller Kerbwirkungszahlen erfolgt durch inverse Anwendung der gegenwärtig zur Verfügung stehenden Berechnungsvorschriften (DIN 743 /1/, FKM /2/). Grundlage dafür sind experimentell gewonnene Tragfähigkeiten, die mittels Treppenstufenverfahren und dem Auswerteverfahren nach Hück /3/ bestimmt werden können.

Im Nachfolgenden wird das Vorgehen zur Bestimmung experimenteller Kerbwirkungszahlen für Biegung und Torsion unter Anwendung der DIN 743 in allgemeiner Form erläutert. Zudem wird auf die Berechnung von Einflussfaktoren der Oberflächenverfestigung unter Berücksichtigung zuvor genannter Norm eingegangen. Des Weiteren wird das Vorgehen zur Bestimmung experimenteller Torsionskerbwirkungszahlen auf Grundlage der FKM-Richtlinie vorgestellt und Abweichungen zum Vorgehen nach DIN 743 aufgezeigt.

2 Anwendung der DIN 743

2.1 Berechnung experimenteller Kerbwirkungszahlen

Die Berechnung konkreter experimenteller Kerbwirkungszahlen nach der DIN 743 ist lediglich dann möglich, so lange nur eine der drei Belastungskategorien Zug/Druck, Biegung, Torsion dynamisch vorherrscht. Sollten mehrere dynamischer Art sein, liefert die Anwendung der DIN 743 eine Gleichung mit zwei (zwei dynamische Belastungskategorien) bzw. drei Unbekannten (drei dynamische Belastungskategorien), die zu keiner eindeutigen Lösung führt.

2.1.1 Biegekerbwirkungszahl β_σ

Nach der DIN 743 wird die Biegewechselfestigkeit des gekerbten Bauteils wie folgt berechnet:

$$\sigma_{bWK} = \frac{\sigma_{bW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_\sigma} \quad 2.1$$

Der Gesamteinflussfaktor K_σ ist die Kumulation der Kerbwirkungszahl β_σ , des geometrischen Größeneinflussfaktors $K_2(d)$, des Einflussfaktors der Oberflächenrauheit $K_{F\sigma}$ sowie des Einflussfaktors der Oberflächenverfestigung K_v . Er wird nach Gleichung 2.2 berechnet.

$$K_{\sigma} = \left(\frac{\beta_{\sigma}}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} \quad 2.2$$

Die Einflussfaktoren $K_{F\sigma}$ und K_v werden an dieser Stelle 1 gesetzt. Als Folge dieser Näherung sollte die aus der nachfolgenden Herleitung resultierende Gleichung zur Berechnung der experimentellen Kerbwirkungszahl nur dann Anwendung finden, wenn der Wellenprüfling keine nennenswerte Oberflächenverfestigung und zugleich eine geringe Oberflächenrauheit aufweist. Weiter ist nach der DIN 743-2 der technologische Größeneinfluss $K_1(d_{eff}) = 1$ zu wählen, wenn die Festigkeit des Werkstoffs des tatsächlich untersuchten Bauteils zugrunde gelegt wird. Somit folgt aus den Gleichungen 2.1 und 2.2 Gleichung 2.3 als Berechnungsvorschrift für die Biegekerbwirkungszahl:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{bW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff}) \cdot K_2(d)}{\sigma_{bWK}} = \frac{\sigma_{bW} \cdot K_2(d)}{\sigma_{bWK}} \quad 2.3$$

Somit gilt es drei Eingangsgrößen zu bestimmen, die Biegewechselfestigkeit des ungekerbten Bauteils σ_{bW} , der geometrische Größeneinflussfaktor $K_2(d)$ und die Biegewechselfestigkeit des gekerbten Bauteils σ_{bWK} .

2.1.1.1 Biegewechselfestigkeit des ungekerbten Bauteils σ_{bW}

Aus Zeit- und Kostengründen ist die experimentelle Bestimmung der Wechselfestigkeit von ungekerbten Bauteilen häufig nicht Gegenstand experimenteller Untersuchungen. In der DIN 743-3 ist eine Möglichkeit zur Abschätzung dieser Größe gegeben. Basis hierfür ist die Zugfestigkeit des Bauteilwerkstoffs. Es gilt:

$$\sigma_{bW} \approx 0,5 \cdot \sigma_B \quad 2.4$$

2.1.1.2 Geometrischer Größeneinflussfaktor $K_2(d)$

Gleichung 2.4 gilt für Bezugsdurchmesser kleiner gleich 7,5 mm. Bei einem größeren Bauteildurchmesser gilt es zu berücksichtigen, dass der Spannungsgradient abnimmt und sich damit verbunden die Stützwirkung verringert. Dieser Effekt muss bei Biege- als auch bei Torsionsbeanspruchung beachtet werden. Der geometrische Größeneinflussfaktor $K_2(d)$ hat genau dies zur Aufgabe. In Anlehnung an die DIN 743 berechnet sich dieser Faktor beispielsweise für Durchmesser größer gleich 7,5 mm bis kleiner als 150 mm wie folgt:

$$K_2(d) = 1 - 0,2 \cdot \frac{\lg\left(\frac{d}{7,5\text{mm}}\right)}{\lg 20} \quad 2.5$$

2.1.1.3 Biegegewchselfestigkeit des gekerbten Bauteils σ_{bWK}

Die nachfolgend hergeleitete Gleichung zur Berechnung der Biegegewchselfestigkeit des gekerbten Bauteils gilt nur für den Fall, dass σ_{mv}/σ_{ba} konstant ist. Zudem muss die Bedingung

$$\frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}} \leq \frac{\sigma_{bFK} - \sigma_{bWK}}{\sigma_{bWK} - \sigma_{bFK} \cdot \psi_{b\sigma K}} \quad 2.6$$

erfüllt sein.

Aus der Gleichung zur Berechnung der Biegespannungsamplitude der Bauteildauerfestigkeit für bestimmte Mittelspannungen σ_{bADK}

$$\sigma_{bADK} = \frac{\sigma_{bWK}}{1 + \psi_{b\sigma K} \cdot \frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}}} \quad 2.7$$

und dem Einflussfaktor der Mittelspannungsempfindlichkeit $\psi_{b\sigma K}$

$$\psi_{b\sigma K} = \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK}} \quad 2.8$$

folgt:

$$\sigma_{bADK} = \frac{\sigma_{bWK}}{1 + \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK}} \cdot \frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}}} \quad 2.9$$

Im Rahmen der experimentellen Bestimmung der Dauerfestigkeit eines Bauteils wird jener Punkt ermittelt, bei dem die tatsächlich wirkende Nennspannung σ_{ba} der Spannungsamplitude der Bauteildauerfestigkeit für die Mittelspannungen σ_{bADK} entspricht. Unter Anwendung der in der DIN 743 gegebenen Formel zur Berechnung der Sicherheit gegen Ermüdungsbruch gilt folglich:

$$S = \frac{\sigma_{bADK}}{\sigma_{ba}} = 1 \quad 2.10$$

Aus den Gleichungen 2.9 und 2.10 folgt:

$$\sigma_{ba} = \frac{\sigma_{bWK}}{1 + \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK}} \cdot \frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}}} \quad 2.11$$

Gleichung 2.11 entsprechend aufgelöst führt zur folgenden Darstellung:

$$\sigma_{bWK}^2 + \sigma_{bWK}[-\sigma_{ba} + \sigma_{mv} - 2 \cdot \sigma_B] + 2 \cdot \sigma_B \cdot \sigma_{ba} = 0 \quad 2.12$$

Für dieses Polynom zweiten Grades können die Gleichungen 2.13 und 2.14 als zunächst rein mathematische Lösungen bestimmt werden. Welche davon Lösung der technischen Problemstellung ist, wird nachfolgend durch eine Plausibilitätskontrolle bestimmt.

$$\sigma_{bWK01} = \frac{1}{2}[\sigma_{ba} + 2 \cdot \sigma_B - \sigma_{mv}] - \sqrt{\frac{1}{4}[\sigma_{mv} - \sigma_{ba} - 2 \cdot \sigma_B]^2 - 2 \cdot \sigma_B \cdot \sigma_{ba}} \quad 2.13$$

$$\sigma_{bWK02} = \frac{1}{2}[\sigma_{ba} + 2 \cdot \sigma_B - \sigma_{mv}] + \sqrt{\frac{1}{4}[\sigma_{mv} - \sigma_{ba} - 2 \cdot \sigma_B]^2 - 2 \cdot \sigma_B \cdot \sigma_{ba}} \quad 2.14$$

Die Anwendung von Gleichung 2.14 führt dazu, dass die Wechselfestigkeit des gekerbten Bauteils σ_{bWK} über der Wechselfestigkeit des ungekerbten Bauteils σ_{bW} liegt. Dies resultiert in einer Kerbwirkungszahl kleiner als 1, was ihrer Grundidee widerspricht. Resultierend hieraus ist $\sigma_{bWK} = \sigma_{bWK01}$ die einzige Lösung der technischen Problemstellung.

2.1.2 Torsionskerbwirkungszahl β_τ

Analog zur oben angeführten Herleitung zur Berechnung experimenteller Biegekerbwirkungszahlen gilt für die experimentelle Bestimmung von Torsionskerbwirkungszahlen:

$$\beta_\tau = \frac{\tau_{tW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff}) \cdot K_2(d)}{\tau_{tWK}} = \frac{\tau_{tW} \cdot K_2(d)}{\tau_{tWK}} \quad 2.15$$

2.1.2.1 Torsionswechselfestigkeit des ungekerbten Bauteils

τ_{tW}

Die Torsionswechselfestigkeit des ungekerbten Bauteils τ_{tW} kann nach der DIN 743-3 abgeschätzt werden. Es gilt:

$$\tau_{tW} \approx 0,3 \cdot \sigma_B \quad 2.16$$

2.1.2.2 Geometrischer Größeneinflussfaktor $K_2(d)$

Der geometrische Größeneinflussfaktor $K_2(d)$ wird nach Gleichung 2.5 berechnet.

2.1.2.3 Torsionswechselfestigkeit des gekerbten Bauteils

τ_{tWK}

Die nachfolgend angegebene Gleichung zur Berechnung der Torsionswechselfestigkeit des gekerbten Bauteils gilt nur für den Fall, dass τ_{mv}/τ_{ta} konstant ist. Zudem muss die Bedingung

$$\frac{\tau_{mv}}{\tau_{ta}} \leq \frac{\tau_{tFK} - \tau_{tWK}}{\tau_{tWK} - \tau_{tFK} \cdot \psi_{tK}} \quad 2.17$$

erfüllt sein.

Die Herleitung der Torsionskerbwirkungszahl erfolgt analog zu jener der Biegekerbwirkungszahl. Resultierend ergibt sich Gleichung 2.18.

$$\tau_{tWK} = \frac{1}{2} [\tau_{ta} + 2 \cdot \sigma_B - \tau_{mv}] - \sqrt{\frac{1}{4} [\tau_{mv} - \tau_{ta} - 2 \cdot \sigma_B]^2 - 2 \cdot \sigma_B \cdot \tau_{ta}} \quad 2.18$$

2.2 Einfluss der Oberflächenverfestigung

Bei der in Kapitel 2.1 hergeleiteten Gleichung zur Berechnung von Kerbwirkungszahlen wird vorausgesetzt, dass keine Oberflächenverfestigung des Wellenprüflings vorliegt. Bei der Auswertung experimenteller Untersuchungen an Wellen mit chemisch-thermisch (Nitrieren, Einsatzhärten, Karbonitrieren), mechanisch (Rollen, Kugelstrahlen, durch Kaltwalzen hergestellte Verzahnungen) oder thermisch (Induktivhärten, Flammhärten) behandelter Oberfläche muss eine Angleichung erfolgen, da hier eine Oberflächenverfestigung vorliegt. Unter Berücksichtigung des Einflussfaktors der Oberflächenverfestigung K_v berechnet sich die experimentelle, von der Art der Beanspruchung abhängige, Kerbwirkungszahl wie folgt:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{bW} \cdot K_2(d) \cdot K_v}{\sigma_{bWK}} \quad 2.19$$

$$\beta_\tau = \frac{\tau_{tW} \cdot K_2(d) \cdot K_v}{\tau_{tWK}} \quad 2.20$$

Der Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung K_v kann mit Hilfe von Tabelle 4 der DIN 743-2:2012 abgeschätzt werden. In Abhängigkeit des Verfestigungsverfahrens (chemisch-thermisch, mechanisch, thermisch) sowie des Wellendurchmessers sind Intervalle gegeben, innerhalb deren dieser Faktor erfahrungsgemäß liegt.

Um genauere Kenntnis über den Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung zu erhalten, soll nachfolgend auf dessen Ermittlung anhand experimenteller Ergebnisse eingegangen werden.

Allgemein lässt sich die Kerbwirkungszahl β aus der Formzahl α durch Division dieser durch die Stützzahl n bestimmen, vgl. Gleichung 2.21.

$$\beta = \frac{\alpha}{n = f(G', \text{Werkstoffzustand})} \quad 2.21$$

Vergleicht man zwei Wellen gleicher Geometrie miteinander, wobei eine davon oberflächenverfestigt ist die andere jedoch nicht, so ändert sich die Formzahl α wie auch das bezogene Spannungsgefälle G' nicht. Diese Größen sind lediglich von der Geometrie und der Belastungsart abhängig. Die Stützzahl n hingegen ist eine vom Werkstoffzustand abhängige Größe. Unter Berücksichtigung von Gleichung 2.21 wird folglich ersichtlich, dass die Oberflächenverfestigung Einfluss auf die Kerbwirkungszahl nimmt.

In Tabelle 4 der DIN 743-2:2012 wird zwischen zwei K_v -Werten unterschieden, Zeile a und Zeile b. Bei den in Zeile a gegebenen Werten wird berücksichtigt, dass sich die Kerbwirkungszahl wie oben beschrieben mit veränderter Oberflächenfestigkeit K_v ändert. Bei den in Zeile b gegebenen Werten ist dies nicht der Fall. Hier wird von Konstanz der Kerbwirkungszahl ausgegangen. Der dort angegebene Einflussfaktor beinhaltet folglich die oberflächenverfestigungsbedingte Veränderung der Kerbwirkungszahl sowie den eigentlichen Oberflächenverfestigungsfaktor.

Die experimentelle Bestimmung des Einflussfaktors der Oberflächenverfestigung basiert auf den Gleichungen 2.19 und 2.20. Diese haben zunächst zwei Unbekannte (β , K_v) und sind damit nicht eindeutig lösbar. Dies ist erst dann möglich, wenn von Konstanz der Kerbwirkungszahl vom Fall des gekerbten nicht oberflächenverfestigten zum Fall des gekerbten oberflächenverfestigten Bauteils ausgegangen wird. Folglich enthält der Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung wie oben beschrieben sowohl die Änderung der Festigkeit des Grundwerkstoffs als auch den Einfluss der Oberflächenverfestigung auf die Kerbwirkungszahl. Die ermittelten Werte sind somit jenen aus Zeile b der DIN 743-2:2012, Tabelle 4 zuzuordnen.

Die formelmäßige Definition des Einflussfaktors der Oberflächenverfestigung lautet:

$$K_v = \frac{\sigma_{bWK,OV}}{\sigma_{bWK,NOV}} \quad 2.22$$

beziehungsweise

$$K_v = \frac{\tau_{tWK,OV}}{\tau_{tWK,NOV}} \quad 2.23$$

Die Höhe der Wechselfestigkeit des gekerbten Bauteils σ_{bWK} bzw. τ_{tWK} ist unter anderem von der Zugfestigkeit des Grundwerkstoffs der Prüflinge abhängig. Diese kann von Charge zu Charge unterschiedlich sein. Bei den Gleichungen 2.22 und 2.23 wird davon ausgegangen, dass sowohl das oberflächenverfestigte (Index OV) als auch das nicht oberflächenverfestigte gekerbte Bauteil (Index NOV) der gleichen Charge entstammt und deren Grundwerkstoff folglich die gleiche Zugfestigkeit aufweist. Dies ist in der Praxis oftmals nicht der Fall. Häufig gilt es experimentelle Ergebnisse miteinander zu vergleichen, die an Prüflingen aus unterschiedlichen Chargen gewonnen wurden. Hier kann es zu erheblichen Unterschieden bei den Zugfestigkeiten des Grundwerkstoffs kommen. Nachfolgend soll diesbezüglich eine Kompensationsmöglichkeit dargestellt werden, die in Zusammenarbeit mit dem Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion der TU Dresden erarbeitet wurde. Hierbei soll gelten, dass die experimentell gewonnenen Ergebnisse der nicht oberflächenverfestigten Bauteile Charge I (Index I) und jene der oberflächenverfestigten Bauteile Charge II (Index II) entstammen.

Basierend auf Gleichung 2.2 berechnet sich der Gesamteinflussfaktor der oberflächenverfestigten Probe nach Gleichung 2.24

$$K_{\sigma,\tau,OV,II} = \left(\frac{\beta_{\sigma,\tau,OV}}{K_2(d)_{OV}} + \frac{1}{K_{F,OV}} - 1 \right) \frac{1}{K_{v,OV}^{(b)}} \quad 2.24$$

der der nicht oberflächenverfestigten Probe nach Gleichung 2.25

$$K_{\sigma,\tau,NOV,I} = \left(\frac{\beta_{\sigma,\tau,NOV}}{K_2(d)_{NOV}} + \frac{1}{K_{F,NOV}} - 1 \right) \frac{1}{K_{v,NOV}^{(b)}} \quad 2.25$$

Mit $K_{v,NOV}^{(b)} = K_{F,NOV} = K_{F,OV} = 1$, $K_2(d)_{NOV} = K_2(d)_{OV} = K_2(d)$ sowie $\beta_{\sigma,OV} = \beta_{\sigma,NOV}$ folgt nach Division von Gleichung 2.24 durch Gleichung 2.25:

$$K_{v,OV}^{(b)} = K_v^{(b)} = \frac{K_{\sigma,\tau,NOV,I}}{K_{\sigma,\tau,OV,II}} \quad 2.26$$

Die Gesamteinflussfaktoren können dabei wie folgt berechnet werden:

$$K_{\sigma,NOV,I} = \frac{\sigma_{bW,NOV,I}}{\sigma_{bWK,NOV,I}} \text{ bzw. } K_{\tau,BH,I} = \frac{\tau_{tW,NOV,I}}{\tau_{tWK,NOV,I}} \quad 2.27$$

$$K_{\sigma,OV,II} = \frac{\sigma_{bW,OV,II}}{\sigma_{bWK,OV,II}} \text{ bzw. } K_{\tau,EH,II} = \frac{\tau_{tW,OV,II}}{\tau_{tWK,OV,II}} \quad 2.28$$

Somit folgt nach Einsetzen der Gleichungen 2.27 und 2.28 in Gleichung 2.26 für $K_v^{(b)}$:

$$K_{v,\sigma}^{(b)} = \frac{\sigma_{bWK,OV,II}}{\sigma_{bWK,NOV,I}} \cdot \frac{\sigma_{bW,NOV,I}}{\sigma_{bW,NOV,II}} \text{ bzw. } K_{v,\tau}^{(b)} = \frac{\tau_{tWK,OV,II}}{\tau_{tWK,NOV,I}} \cdot \frac{\tau_{tW,NOV,I}}{\tau_{tW,NOV,II}} \quad 2.29$$

Unter Berücksichtigung der in der DIN 743-3 gegebenen Möglichkeit zur Abschätzung der Wechselfestigkeit der glatten Probe folgt aus Gleichung 2.29:

$$K_{v,\sigma,EH}^{(b)} = \frac{\sigma_{bWK,OV,II}}{\sigma_{bWK,NOV,I}} \cdot \frac{\sigma_{B,NOV,I}}{\sigma_{B,NOV,II}} \text{ bzw. } K_{v,\tau,EH}^{(b)} = \frac{\tau_{tWK,OV,II}}{\tau_{tWK,NOV,I}} \cdot \frac{\sigma_{B,NOV,I}}{\sigma_{B,NOV,II}} \quad 2.30$$

3 Bestimmung der Torsionskerbwirkungszahl auf Basis der FKM-Richtlinie

Die folgenden Ausführungen zur Bestimmung der Torsionskerbwirkungszahl stützen sich auf die FKM-Richtlinie /2/. Das Vorgehen, also die Bestimmung der Wechselfestigkeit des ungekerbten sowie des gekerbten Bauteils und schließlich die Bestimmung der Kerbwirkungszahl, ist vergleichbar zu dem nach DIN 743. Die Berechnung der einzelnen Einflüsse weicht jedoch in Teilen ab und führt schließlich zu etwas unterschiedlichen Kerbwirkungszahlen. Weiterhin werden unterschiedliche Bezeichnungen für die jeweiligen Größen verwendet.

3.1 Torsionskerbwirkungszahl $K_{f,t}(d)$

Analog zu Gleichung 2.1 berechnet sich die Bauteilwechselfestigkeit $T_{WK,t}$ des gekerbten Bauteils aus der Werkstoff-Wechselfestigkeit $\tau_{W,s}$, also der Festigkeit eines ungekerbten Bauteils, und dem Konstruktionsfaktor $K_{WK,t}$ nach Gleichung 3.1:

$$T_{WK,t} = \frac{\tau_{W,s}}{K_{WK,t}} \quad 3.1$$

Dabei berücksichtigt der Konstruktionsfaktor die Kerbwirkungszahl $K_{f,t}$, den Rauheitsfaktor $K_{R,\tau}$, den Randschichtfaktor K_V sowie den Schutzschichtfaktor K_S entsprechend Gleichung 3.2:

$$K_{WK,t} = \left(K_{f,t} + \frac{1}{K_{R,\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_S} \quad 3.2$$

Bei Bauteilen ohne Oberflächenverfestigung, die eine polierte Oberfläche aufweisen und nicht aus Aluminium bestehen bzw. keine Schutzschicht aufweisen, können alle Faktoren außer $K_{f,t}$ zu 1 gesetzt werden. Ist dies nicht der Fall, sollten weitere Versuche zur Bestimmung der Faktoren entsprechend Kapitel 2.2 durchgeführt werden, da auch die FKM-Richtlinie nur grobe Werte für die Einflussfaktoren angibt.

Die Kerbwirkungszahl $K_{f,t}$ gilt zunächst nur für den untersuchten Bauteildurchmesser d sowie die untersuchte Kerbgeometrie. Ähnlich wie beim geometrischen Größeneinfluss $K_2(d)$ nach DIN 743 wird auch nach der FKM-Richtlinie der Größeneinfluss berücksichtigt. Zusätzlich zu dem sich ändernden Spannungsgefälle bei sich änderndem Bauteildurchmesser $n_\sigma(d)$ fließt auch das sich ändernde Spannungsgefälle $n_\sigma(r)$ bei sich änderndem Kerbradius in die Berechnung mit ein. Das Spannungsgefälle kann nicht experimentell bestimmt werden, da dieses den Verlauf der Spannungen in Bauteiltiefenrichtung abbildet. Zur Bestimmung des Spannungsgefälles müssen FE-Berechnungen durchgeführt werden.

Experimentell sind also die Wechselfestigkeit des ungekerbten Bauteils $\tau_{W,s}$ und die Wechselfestigkeit des gekerbten Bauteils $\tau_{WK,t}$ zu bestimmen.

3.2 Torsionswechselfestigkeit des ungekerbten Bauteils

$\tau_{W,s}$

Wie in Kapitel 2.1.1.1 beschrieben, wird die Wechselfestigkeit aus Zeit- und Kostengründen in der Regel rechnerisch abgeschätzt. Nach der FKM-Richtlinie lässt sich die Torsionswechselfestigkeit basierend auf Gleichung 3.4 aus der Zugfestigkeit R_m bestimmen:

$$\tau_{W,s} = f_{W,\tau} \cdot f_{W,\sigma} \cdot R_m \quad 3.3$$

Dabei gelten für Stahl folgende Größen:
 Schubwechselfestigkeitsfaktor $f_{W,\tau} = 0,577$ und
 Zugdruckwechselfestigkeitsfaktor $f_{W,\sigma} = 0,45$. Damit ergibt sich ein Gesamtfaktor von $f_{W,\tau} \cdot f_{W,\sigma} = 0,26$, was deutlich (>10%) von dem in der DIN 743 empfohlenen Wert 0,3 abweicht (vgl. Kapitel 2.1.2.1).

Eine experimentelle Bestimmung der Torsionswechselfestigkeit des ungekerbten Bauteils kann also sinnvoll sein.

Der technologische Größenfaktor $K_{d,m}$ (vergleichbar mit K_1 nach DIN 743) wird bereits in die Zugfestigkeit eingerechnet (Gleichung 3.5). In Gleichung 3.4 wird also die tatsächliche Zugfestigkeit an der Versagensstelle verwendet.

$$R_m = K_{d,m} \cdot K_A \cdot R_{m,N} \quad 3.4$$

Sofern die Zugfestigkeit aus Werkstoffproben vorliegt, kann diese direkt genutzt werden. Da die Normwerte der Zugfestigkeit $R_{m,N}$ deutlich von der tatsächlichen Zugfestigkeit abweichen können, ist ein Zugversuch oder eine Bestimmung der Zugfestigkeit über die Härte sinnvoll. Der Anisotropiefaktor K_A berücksichtigt die Abweichungen der Festigkeit in Folge der Bearbeitungsrichtung von Walz- oder Schmiedeteilen. Für Gusswerkstoffe und bei mehrachsigen Spannungen sowie Schubspannungen ist dieser 1 zu setzen.

3.3 Torsionswechselfestigkeit des gekerbten Bauteils

$T_{WK,t}$

Sofern im Versuch keine rein wechselnde Belastung auf das gekerbte Bauteil aufgebracht wurde, muss die ertragbare Nennspannungsamplitude der Bauteildauerfestigkeit $T_{AK,t}$ unter Berücksichtigung des Mittelspannungsfaktors $K_{AK,t}$ in die Bauteilwechselfestigkeit der Probe $T_{WK,t}$ umgerechnet werden.

$$T_{WK,t} = \frac{T_{AK,t}}{K_{AK,t}} \quad 3.5$$

Dafür wird zunächst die Mittelspannungsempfindlichkeit M_τ nach Gleichung 3.7 bestimmt. Die werkstoffabhängigen Konstanten a_m und b_m können der FKM-Richtlinie entnommen werden.

$$M_\tau = f_{W,\tau} \cdot a_m \cdot 10^{-3} \cdot \frac{R_{m,N}}{MPa} + b_m \quad 3.6$$

Mit der Mittelspannungsempfindlichkeit kann schließlich der Mittelspannungsfaktor $K_{AK,t}$ berechnet werden. Da dieser je nach Überlastfall und Spannungsverhältnis unterschiedlich berechnet wird und somit aus einer Vielzahl von Gleichungen gewählt werden muss, soll hier keine Gleichung aufgeführt werden. Die Bestimmung von $K_{AK,t}$ ist dem Kapitel 2.4.2.4 der FKM-Richtlinie zu entnehmen.

4 Zusammenfassung

Im vorliegenden Artikel wurde das Vorgehen zur Bestimmung experimenteller Kerbwirkungszahlen für Wellen und Achsen bei Biege- und Torsionsbelastung auf Basis der DIN 743 dargelegt. Zudem wurde bezugnehmend auf die zuvor genannte Norm die Ermittlung des Einflusses einer Oberflächenverfestigung beschrieben. Weiterhin wurde das Vorgehen zur Bestimmung von Torsionskerbwirkungszahlen basierend auf der FKM-Richtlinie vorgestellt. Unterschiede zwischen den beiden Verfahren wurden aufgezeigt.

5 Symbolverzeichnis

Formelzeichen

d	Bauteildurchmesser
G'	Bezogenes Spannungsgefälle
$K_1(d_{eff})$	Technologischer Größeneinflussfaktor
$K_2(d)$	Geometrischer Größeneinflussfaktor
K_A	Anisotropiefaktor
$K_{AK,t}$	Mittelspannungsfaktor bei Torsion
$K_{F\sigma}, K_{F\tau}$	Einflussfaktor der Oberflächenrauheit
$K_{R,\tau}$	Rauheitsfaktor
K_S	Schutzschichtfaktor
K_V	Randschichtfaktor
$K_{WK,t}$	Konstruktionsfaktor bei Torsion
$K_{d,m}$	Technologischer Größenfaktor
$K_{f,t}$	Kerbwirkungszahl für das Bauteil bei Torsion
K_v	Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung
K_σ, K_τ	Gesamteinflussfaktor
M_τ	Mittelspannungsempfindlichkeit bei Torsion
$R_{m,N}$	Normwert der Werkstoff-Zugfestigkeit
R_m	Werkstoff-Zugfestigkeit
$T_{AK,t}$	Ertragbare Amplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit bei Torsion

$T_{WK,t}$	Bauteilwechselfestigkeit bei Torsion
a_m	Konstante für M_τ
b_m	Konstante für M_τ
$f_{W,\sigma}$	Zugdruckwechselfestigkeitsfaktor
$f_{W,\tau}$	Schubwechselfestigkeitsfaktor
$n_\sigma(d)$	Stützzahl für die Belastung
$n_\sigma(r)$	Stützzahl für die Konstruktion
β_K	Experimentell bestimmte Kerbwirkungszahl
β_σ, β_τ	Kerbwirkungszahl
σ_{ADK}, τ_{ADK}	Spannungsamplitude der Bauteildauerfestigkeit für bestimmte Mittelspannung
σ_B	Werkstoff-Zugfestigkeit
σ_{FK}, τ_{FK}	Fließgrenze
σ_W, τ_W	Werkstoffwechselfestigkeit
σ_{WK}, τ_{WK}	Bauteilwechselfestigkeit
$\tau_{W,s}$	Werkstoffwechselfestigkeit für Schubspannung
$\psi_{\sigma K}, \psi_{\tau K}$	Einflussfaktor der Mittelspannungsempfindlichkeit
S	Sicherheit
d_B	Bezugsdurchmesser gemäß DIN 743
n	Stützzahl
α	Formzahl

Indizes

01, 02	Nullstellen
I, II	Charge I, Charge II
NOV	Nicht oberflächenverfestigt
OV	Oberflächenverfestigt
a	Amplitude
b, t	Biegung, Torsion
m	Mittel-
o	Ober-
u	Unter-
v	Vergleichs-

6 Literatur

- /1/ DIN 743, Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Deutsche Norm, 2012
- /2/ FKM-Richtlinie, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen. Hrsg: Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), Frankfurt/Main. 6., überarbeitete Auflage 2012. VDMA Verlag GmbH Frankfurt/Main, 2012
- /3/ Hück, M.: Ein verbessertes Verfahren für die Auswertung von Treppenstufenversuchen. Zeitschrift für Werkstofftechnik, Heft 14, SS. 406-417, 1983

Beeinflussung der Reibungsverluste in schrägverzahnten Getrieben durch Druckkammlager

Heß, M.

Druckkammlager kompensieren die bei der Drehmomentübertragung in schrägverzahnten Getriebestufen generierte axiale Kraftkomponente. In gleitgelagerten Getrieben können durch reduzierte Differenzgeschwindigkeiten im Kontakt Reibungsverluste eingespart werden. Das Rechenbeispiel in diesem Artikel soll zeigen, dass sich mitunter auch für wälzgelagerte Getriebe interessante Einsparpotentiale bieten.



The axial force generated during torque transmission in helical gear stages can be compensated by thrust cone bearings. In combination with sliding bearings frictional losses can be reduced due to a reduction of the differential speeds in the contact zone. The calculation example in this article demonstrates interesting saving potentials for transmissions supported by roller bearings.

1 Reibungsverlust in gleitgelagerten Getrieben

Ein wichtiger Vorteil von Druckkammlagerungen gegenüber konventionelleren Lagerungsvarianten ist die potentielle Reduktion der Reibungsverluste in der Getriebelagerung. /1/ beschreibt hierzu, dass bei üblich ausgeführten Druckkämmen die Reibleistung nur etwa 10 % bis 20 % der Reibleistung einer mit axialen Kippsegmentlagern versehenen Ritzelwelle betrage. Auch namhafte Hersteller von Verdichtern sprechen von nennenswerten Wirkungsgradsteigerungen durch die Druckkammlagerung. Die Druckkammlager werden hierbei meist in gleitgelagerten Getrieben mit hohen Übersetzungsverhältnissen verbaut und ersetzt, wie in /1/ beschrieben, das Axialgleitlager auf der Ritzelwelle. Eine analytische Reibungsberechnung ist bisher, insbesondere für Druckkammlager, nicht zuverlässig möglich, numerische Berechnungsansätze liefern nur spezielle Lösungen für einzelne Lastfälle, die jedoch für einen allgemeinen Vergleich ungeeignet sind. Daher wird im Folgenden eine Verlustabschätzung anhand bekannter Einflussgrößen vorgenommen, aus der sich eine Auslegungsgrenze für den sinnvollen Druckkammeinsatz ergeben soll.

1.1 Reibleistung

Leistung, als zeitliche Ableitung einer geleisteten Arbeit, welche wiederum das Wegintegral einer Kraft darstellt, kann, sofern ein statischer Betriebszustand vorliegt, als Skalarprodukt von Kraft und zurückgelegter Wegstrecke bezogen auf das betrachtete Zeitintervall angesehen werden. Angewendet für Reibungsverluste in einem Lager ergibt sich die Leistung hier als zeitliche Ableitung des Skalarproduktes von Reibkraft und Reibweg. Da im statischen Betriebszustand die Reibkraft konstant ist, muss lediglich die zeitliche Ableitung des Reibweges betrachtet werden, die der ebenfalls konstanten Differenzgeschwindigkeit der Kontaktpartner entspricht. Für die Reibleistung gilt somit:

$$P_{Reib} = \frac{\int \vec{F}_{Reib} \cdot d\vec{s}_{Reib}}{dt} = \vec{v}_{diff} \cdot \vec{F}_{Reib} \quad 1.1$$

Da die Vektoren von Differenzgeschwindigkeit und Reibkraft naturgemäß einander entgegengesetzt sind, ergibt sich für ihr Skalarprodukt ein negatives Vorzeichen, welches die Reibleistung als Verlustleistung kenntlich macht.

1.2 Differenzgeschwindigkeit im Axialgleitlager

In einem konventionellen Axialgleitlager entwickelt sich der hydrodynamische Schmierfilm zwischen einer mit der Welle rotierenden Lauffläche und einer in das Gehäuse integrierten Lauffläche. Die Differenzgeschwindigkeit zwischen diesen beiden Kontaktpartnern kann somit als mittlere Bahngeschwindigkeit der Spurscheibe angenommen werden, die sich in Abhängigkeit vom mittleren Reibradius und der Wellendrehzahl ergibt:

$$v_{diff,AGL} = 2\pi \cdot n_{Welle} \cdot r_{m,AGL} = v_{m,AGL} \quad 1.2$$

1.3 Differenzgeschwindigkeit im Druckkammlager

Im Druckkammlager bestehen die Laufflächen aus zwei Kegelscheiben, die jeweils mit der Winkelgeschwindigkeit ihrer Welle rotieren. Da ein hydrodynamischer Schmierfilmaufbau nur im Überlappungsbereich der beiden Kegelscheiben möglich ist, kann für beide Laufflächen jeweils ein mittlerer Reibradius ($r_{m,1}$, $r_{m,2}$) bestimmt werden,

der sich als mittlerer Abstand des Überlappungsbereiches zur jeweiligen Rotationsachse ergibt. Für die mittleren Bahngeschwindigkeiten ($v_{m,1}$, $v_{m,2}$) der Kontaktpartner gilt somit:

$$v_{m,1} = 2\pi \cdot n_1 \cdot r_{m,1} \quad 1.3$$

$$v_{m,2} = 2\pi \cdot n_2 \cdot r_{m,2} \quad 1.4$$

Das Übersetzungsverhältnis des Getriebes i_{Get} verknüpft die Wellendrehzahlen bzw. die Wälzkreisradien miteinander:

$$i_{\text{Get}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_{wk,2}}{r_{wk,1}} \quad 1.5$$

Die Differenzgeschwindigkeit im Druckkammkontakt kann in Abhängigkeit der genannten Radien und einer Wellendrehzahl beschrieben werden:

$$v_{\text{diff},DK} = 2\pi \cdot n_1 \cdot \left(r_{m,1} - \frac{r_{wk,1}}{r_{wk,2}} \cdot r_{m,2} \right) \quad 1.6$$

Die geometrische Anordnung der betrachteten Radien ist in Abbildung 1 schematisch dargestellt. Über die Versatzstrecke ΔR zwischen dem Wälzpunkt der Verzahnung und dem mittleren Berührungspunkt der Druckkamlagerung gelingt die Verknüpfung der Wälzkreisradien mit den mittleren Reibradien:

$$r_{m,1} = r_{wk,1} - \Delta R \quad 1.7$$

$$r_{m,2} = r_{wk,2} + \Delta R \quad 1.8$$

Unter Verwendung der Gleichungen 1.6, 1.7, 1.8 ergibt sich nach einigen Umformungen die Differenzgeschwindigkeit im Druckkamm Lager zu:

$$v_{\text{diff},DK} = -2\pi \cdot n_1 \cdot r_{wk,1} \cdot \left[\frac{\Delta R}{r_{wk,1}} + \frac{\Delta R}{r_{wk,2}} \right] \quad 1.9$$

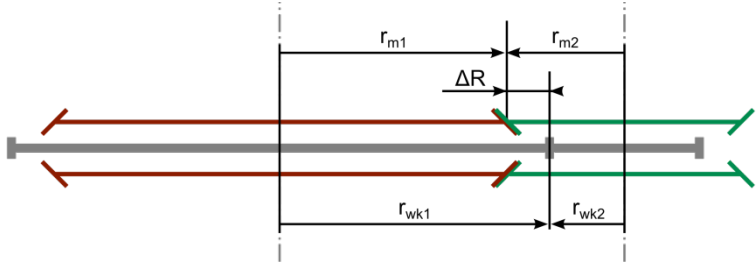


Abbildung 1: Schematische Darstellung der Wälzkreis- und mittleren Reibradien im druckkammgelagerten Getriebe

Es ist ersichtlich, dass sofern der Abstand ΔR klein gegenüber den Wälzkreisradien wird, nur ein Bruchteil der Wälzgeschwindigkeit als Differenzgeschwindigkeit im Kontakt wirksam ist.

1.4 Vergleich hinsichtlich der Differenzgeschwindigkeit

Da die Gleichungen 1.2 und 1.9 für die Differenzgeschwindigkeit der beiden Lagerungsarten unterschiedliche Radien enthalten, ist ein allgemeiner Vergleich nicht direkt möglich, beide hängen jedoch linear von der Wellendrehzahl ab. Durch die Bildung des Quotienten der Differenzgeschwindigkeitsbeträge lässt sich eine Forderung formulieren, bei deren Erfüllung das Druckkamm Lager einen geringeren Differenzgeschwindigkeit-Drehzahl-Gradienten aufweist, als das Axialgleitlager¹:

$$1 > \frac{|v_{diff,DK}|}{|v_{diff,AGL}|} = \frac{r_{wk,1} \cdot \left[\frac{|\Delta R|}{r_{wk,1}} + \frac{|\Delta R|}{r_{wk,2}} \right]}{r_{m,AGL}} \quad 1.10$$

Es ergibt sich somit eine Auslegungsgrenze für die Dimensionierung des Klammersausdruckes:

$$\left[\frac{\Delta R}{r_{wk,1}} + \frac{\Delta R}{r_{wk,2}} \right] < \frac{r_{m,AGL}}{r_{wk,1}} \quad 1.11$$

¹ In diesem Fall wird angenommen, dass das betrachtete Axiallager auf der Welle 1 sitzt, es gilt somit: $n_{Welle} = n_1$ – in der Regel wird die Substitution des Axiallagers auf der schnell laufenden Welle (Ritzelwelle) durch ein Druckkamm Lager angestrebt, der Index 1 bezeichnet dann die Ritzelwelle, der Index 2 die Radwelle.

Typische Getriebe, in denen Druckkammlager bisher zum Einsatz kommen, erfüllen diese Bedingung sehr gut. Insbesondere bei hohen Drehzahlen liegt die Differenzgeschwindigkeit im Druckkammlager damit deutlich unter dem in einem entsprechenden Axiallager auftretenden Wert.

1.5 Reibkraft in hydrodynamischen Lagern

In einem Newton'schen Fluid ergibt sich die auftretende Scherspannung τ als Produkt der dynamischen Viskosität η mit dem Geschwindigkeitsgradienten in Spalthöhenrichtung:

$$\tau = \eta \cdot \frac{\partial v}{\partial z} \quad 1.12$$

Nimmt man eine lineare Geschwindigkeitsverteilung über der Spalthöhe an, so kann für eine Abschätzung der Geschwindigkeitsgradient als Quotient aus der Differenzgeschwindigkeit und der Spalthöhe formuliert werden. Bei einem vollentwickelten hydrodynamischen Schmierfilm ergibt sich die Reibkraft als Flächenintegral der auftretenden Scherspannungen an der relativ bewegten Kontaktfläche:

$$F_{Reib} = \int \tau \, dA = \int \eta \cdot \frac{v_{Diff}}{h} \, dA \quad 1.13$$

Die im Lager auftretende Reibkraft ändert sich mit der Differenzgeschwindigkeit. Ein streng linearer Zusammenhang ist zwar nicht gegeben, da sich mit der Drehzahl (und somit auch mit der auftretenden Differenzgeschwindigkeit) die Spaltweite h ändert, jedoch zeigt die Betrachtung des hydrodynamischen Astes der Stribeckkurve, dass ein solcher linearer Zusammenhang zwischen Reibkraft und Differenzgeschwindigkeit in erster Näherung dennoch unterstellt werden kann.

1.6 Einfluss der Differenzgeschwindigkeit auf die Verlustleistung

Gleichung 1.1 benennt eine Abhängigkeit der Reibungsverluste von der Differenzgeschwindigkeit und der Reibkraft. Durch den in Abschnitt 1.5 angenommenen quasilinearen Zusammenhang von Reibkraft und Differenzgeschwindigkeit ergibt sich die Näherung, dass die Verlustleistung etwa mit dem Quadrat der Differenzgeschwindigkeit ansteigt. Daher empfiehlt es sich für gleitgelagerte Getriebe, anhand

von Gleichung 1.10 zu überprüfen, mit welchem Lagerungstyp der geringere Differenzgeschwindigkeits-Drehzahl-Gradient zu erwarten ist, denn insbesondere bei hohen Drehzahlen ergeben sich mit diesem deutlich geringere Reibungsverluste.

2 Reibungsverlust in wälzgelagerten Getrieben

Viele im Getriebebau verwendete Wälzlagertypen können sowohl radiale als auch axiale Lasten aufnehmen. Ob ein Lager als Fest- oder Loslager wirkt, hängt daher meist von der Gestaltung der Umgebungskonstruktion ab. Würde die Verzahnungsaxialkraft durch eine zusätzliche Druckkamm Lagerung direkt an ihrem Entstehungsort kompensiert, hätte dies eine Entlastung des als Axiallager verwendeten Lagers zur Folge, wodurch dort auftretende Reibung reduziert würde. Wichtiger noch erscheint die Tatsache, dass der Axialkraftausgleich auch die Verwendung von Lagern gestattet, die geringere Reibungsverluste besitzen, aber unter axialer Beanspruchung nicht einsetzbar wären.

Zur Illustration dieser Möglichkeit wird im Folgenden ein Modellgetriebe betrachtet, in dessen Varianten beim selben Betriebspunkt unterschiedliche Lagerungsarten zum Einsatz kommen. Für eine schnelle Berechnung der in den Wälzlagern auftretenden Reibungsverluste kommt die Berechnungssoftware Bearinx online Easy Friction der Firma Schaeffler zum Einsatz.

2.1 Getriebemodell als Rechenbeispiel

Das für das Rechenbeispiel angenommene Getriebe bestehe in seiner ersten Variante aus einer schrägverzahnten Stirnradstufe, deren Wellen jeweils durch ein Paar Kegelrollenlager in O-Anordnung abgestützt werden, wie in Abbildung 2 dargestellt. Die ausgewählten Kegelrollenlager eignen sich zur Aufnahme hoher Axiallasten, für die Reibungsberechnung wird zunächst davon ausgegangen, dass diese ohne axiale Vorspannung montiert wurden.

Ein Nachteil von Kegelrollenlagern liegt in ihrer verhältnismäßig hohen Reibung. Deutlich günstiger hinsichtlich der zu erwartenden Reibung wäre daher ein, wie in Abbildung 3 skizziertes Getriebe, welches mit einer Fest-Los-Lagerung aus Rillenkugellagern ausgestattet wird. Ungünstig an dieser Getriebevariante ist allerdings, dass die als Festlager eingesetzten Rillenkugellager durch die aufzunehmende Axialkraft stark belastet werden.

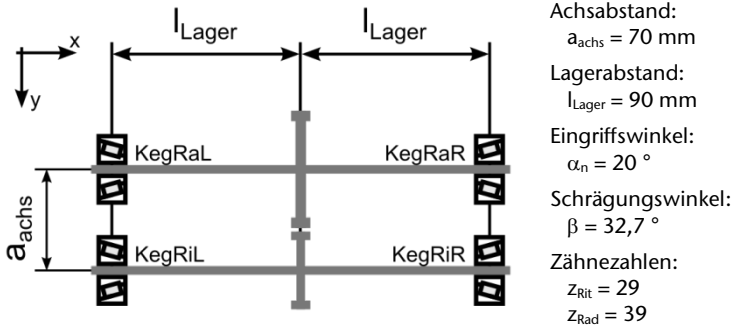


Abbildung 2: Skizze des Beispielgetriebes: Variante 1 mit angestellter Kegelrollenlagerung und angenommenen Berechnungseingangsdaten

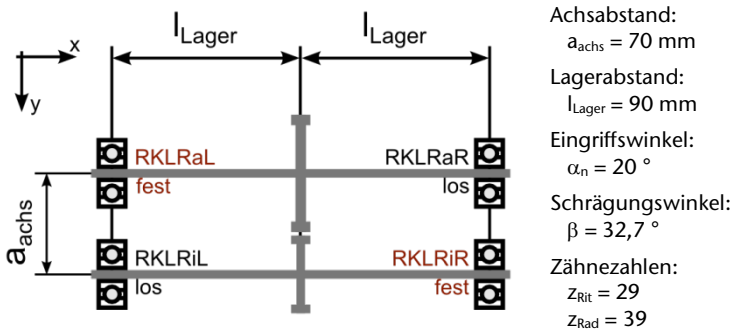


Abbildung 3: Skizze des Beispielgetriebes: Variante 2 mit Rillenkugellagern in Fest-Los-Lageranordnung

Die dritte zu betrachtende Getriebeversion besitzt eine zusätzliche Druckkamm Lagerung. Diese kompensiert die in der Schrägverzahnung generierte Axialkraft direkt an Ihrem Entstehungsort. Hierdurch ergibt sich erstens im angenommenen Lastfall keine Axialbelastung für die übrigen Lager und zweitens entfällt das durch den exzentrischen Lastangriff erzeugte Biegemoment in den Getriebewellen, wodurch auch die radialen Belastungen der Lager ausgeglichener werden.

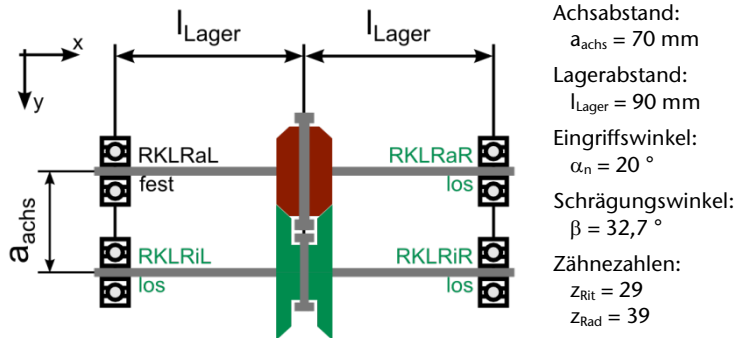


Abbildung 4: Skizze des Beispielgetriebes: Variante 3 mit Rillenkugellagern und Druckkammlagerung. Das einzige Festlager dieser Variante dient lediglich als Führungslager, eine axiale Belastung aus der Verzahnung erfolgt nicht.

Wie aus den Abbildungen zu erkennen ist, ändern sich zwischen den drei Varianten lediglich die verwendeten Lagerungen. Sämtliche anderen Einflussgrößen bleiben unverändert.

2.2 Lastsituation und Berechnungseingangsdaten

Angenommen wird, dass das Getriebe mit einer Antriebsleistung von 15 kW bei einer Radwellendrehzahl von 3000 U/min betrieben wird. Hierbei ergeben sich die in Tabelle 1 dargestellten Verzahnungskräfte und Biegemomente, welche in die Getriebewellen eingeleitet werden. Die Drehzahl der Ritzelwelle ergibt sich in Folge des Übersetzungsverhältnisses in diesem Betriebspunkt zu 4034,5 U/min.

Tabelle 1: Beanspruchungen für das Modellgetriebe bei einer Antriebsleistung von 15 kW und einer Radwellendrehzahl von 3000 U/min

Beanspruchung:	Radwelle:	Ritzelwelle:
Verzahnungsaxialkraft*:	-1026,8 N	1026,8 N
Verzahnungsumfangskraft:	-1599,4 N	1599,4 N
Verzahnungsradialkraft:	-753,7 N	753,7 N
Moment der Verzahnungsaxialkraft*:	61,3 Nm	41,2 Nm

*Entfällt für Druckkammlagerung wegen direkter Axialkraftkompensation

Zur Berechnung der Reibungssituation wird auf Standardwälzlager zurückgegriffen. Für alle drei Getriebevarianten sollen dieselben geometrischen Voraussetzungen gelten, weshalb auch die Durchmesser im Bereich der Lagersitze und die Außendurchmesser der Lager nicht modifiziert werden. Es wird eine Lagertemperatur von 50 °C und eine Gehäusetemperatur von 40 °C angenommen. Als weitere Berechnungsannahme wird davon ausgegangen, dass die Schmierung der Lager mit einem Öl der Viskositätsklasse ISO-VG100 erfolgt und jeweils der untere Wälzkörper eines Lagers bis zur Hälfte im Ölbad steht.

2.3 Ergebnisse

Tabelle 2 fasst die wesentlichen Ergebnisse der Lagerberechnungen für die drei Getriebevarianten zusammen.

Ein Vergleich der Getriebevarianten 1 und 2 lässt wie prognostiziert eine deutliche Reduktion der Verlustleistung durch den Wechsel der Lagerbauart zu erkennen (von 501,69 W für Variante 1 auf 94,91 W für Variante 2), allerdings tritt auch die vorhergesagte Reduktion der erreichbaren Lebensdauer für die als Festlager eingesetzten Rillenkugellager ein. Mit einer Lebensdauer von 1674 Stunden bei einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 % gemäß DIN ISO 281 überstünde diese Lagerungsvariante beispielsweise im achtstündigen Schichtbetrieb keine 200 Tage, was für viele Anwendungen unzureichend ist.

In Variante 3 sinkt die errechnete Verlustleistung in den Lagern auf 60,09 W – es ist jedoch zu beachten, dass in dieser Summe die Reibungsverluste aus der Druckkammlagerung nicht berücksichtigt sind. Mit dem am IMW entwickelten Druckkamberechnungsalgorithmus /2,3/ kann für ein entsprechendes Druckkammlager die Spaltweiten- und Differenzgeschwindigkeitsverteilung berechnet werden. Über den Newton'schen Schubspannungsansatz (Gleichung 1.12) kann damit die hydrodynamische Verlustleistung im Druckkammlager abgeschätzt werden (siehe Gleichungen 1.1 und 1.13). Für den angenommenen Lastfall ergäbe sich eine rechnerische Verlustleistung von ca. 40 W. Die Gesamtverlustleistung für Variante 3 stiege damit auf ungefähr 100 W und läge damit etwa im Bereich der Verluste von Variante 2. Die Lagerlebensdauer steigt jedoch auf 19778 Stunden, was fast einer Steigerung um den Faktor 11,8 entspricht.

Tabelle 2: Ergebnisse der Lagerberechnung für die betrachteten Lagerungsvarianten

Variante	Lager	Bauart	Verlustleistung	Lebensdauer
Variante 1: angestellte Kegel- rollen- lagerung	KegRaL	32007	61,47 W	> 1000000 h
	KegRaR	32007	204,93 W	151682 h
	KegRiL	32205	179,48 W	44919 h
	KegRiR	32205	55,81 W	982043 h
	<i>Summe</i>	-	<i>501,69 W</i>	-
Variante 2: Rillen- kugellager als Fest- /Los-Lager	RKLRaL	6007	33,01 W	2750 h
	RKLRaR	6007	14,84 W	61228 h
	RKLRiL	6205	13,67 W	29267 h
	RKLRiR	6205	33,39 W	1674 h
	<i>Summe</i>	-	<i>94,91 W</i>	-
Variante 3: Rillen- kugellager mit Druck- kamm- lagerung	RKLRaL	6007	14,87 W	39503 h
	RKLRaR	6007	14,87 W	39504 h
	RKLRiL	6205	15,18 W	19778 h
	RKLRiR	6205	15,17 W	19778 h
	<i>Summe</i>	-	<i>60,09 W</i>	-

Im Rechenbeispiel würden die Reibungsverluste des ursprünglich mit angestellten Kegelrollenlagern versehenen Getriebes durch den Wechsel auf eine Kombination von Druckkamm- und Rillenkugellagern um etwa 80 % reduziert. Während die Reibungsverluste in den Lagern zuvor 3,3 % der Antriebsleistung betrug, sinken sie durch die Druckkamm Lagerung auf etwa 0,7 %. Geht man davon aus, dass übrige Verlustkomponenten (Planschverluste der Verzahnung, Reibung in Dichtelementen etc.) für alle Varianten konstant bleiben, steigt der Wirkungsgrad des Getriebes durch die veränderte Lagerung im betrachteten Betriebspunkt um 2,6 %. Die Auswirkungen werden noch stärker, wenn man berücksichtigt, dass bereits eine geringe Ver-spannung der Kegelrollenlager gegeneinander eine deutliche Steige-rung ihrer Reibungsverluste hervorruft.

Auch wenn die hier vorgestellten Werte lediglich auf Berechnungen basieren und daher naturgemäß gewissen Abweichungen gegenüber der Realität unterliegen, illustrieren sie doch eindrucksvoll, dass die Druckkamm Lagerung auch für wälzgelagerte Getriebestufen nen-

nenswerte Effizienzsteigerungen erbringen kann. Im Gegensatz zur Verwendung in gleitlagelagerten Getrieben ergibt sich diese Steigerung jedoch nicht durch die Substitution eines Lagerungselementes durch den Druckkamm, sondern durch die Erweiterung des Anwendungsbereiches effizienterer und energiesparenderer Lagerungsbauarten.

3 Ausblick

Da Druckkammlager in wälzgelagerten Getrieben bisher kaum Anwendung finden, aber auch dort nennenswerte Wirkungsgradsteigerungen erreicht werden können, gilt es, deren Anwendbarkeit für diese Getriebeart weiter zu untersuchen. Kurzfristig ist der Nachweis der prinzipiellen Einsetzbarkeit mit einem vergleichsweise einfachen Getriebe zu demonstrieren, welches sowohl mit, als auch ohne Druckkammlagerung betrieben werden kann. Im Lauf der Arbeiten, die am IMW im Rahmen der zweiten Phase des DFG-Schwerpunktprogrammes 1551 „Ressourceneffiziente Konstruktionselemente“ durchgeführt werden sollen, ist der Aufbau eines Vergleichsgetriebes vorgesehen, an dem umfangreichere Wirkungsgradmessungen vorgenommen werden sollen. Von Interesse ist hierbei einerseits der Einfluss verschiedener Druckkammgestaltungsparameter auf die Getriebeeffizienz, andererseits soll durch zusätzliche Messtechnik auch der maschinendynamische Einfluss der Druckkammlagerung auf das Gesamtsystem Getriebe erfasst werden.

4 Zusammenfassung

Die dargestellten Modelle beschreiben den Einfluss der Druckkammlagerung für die Anwendung in gleit- und in wälzgelagerten schrägverzahnten Getrieben. Während sich für erstere basierend auf analytischen Überlegungen eine geometrische Grenze für die sinnvolle Anwendbarkeit von Druckkammlagerungen ergibt, wird für letztere eine Bilanzrechnung für unterschiedliche Lagerungskonzepte aufgestellt. Basierend auf dieser Bilanzrechnung zeigt sich, dass die Druckkammlagerung auch für diese Getriebeart ein bisher kaum genutztes Verbesserungspotential hinsichtlich reibungsoptimierter Lagerungsgestaltung bietet.

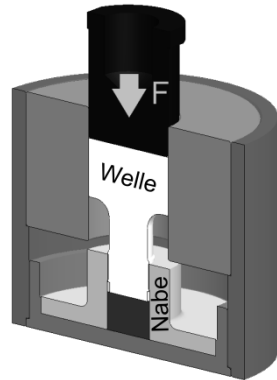
5 Literatur

- /1/ Langer, H.: Hydrodynamische Axialkraftübertragung bei Wellen schnellaufender Getriebe. In: Konstruktion im Maschinen-, Apparate- und Gerätebau * Band 34 (1982) Heft 12, Seite 473-478
- /2/ Thoden, D.: Genaue Schmierfilmberechnung als Hilfsmittel zur Druckkammauslegung. In: Institutsmitteilung Nr. 34 (2009), Seite 115-118
- /3/ Lohrengel, A.; Heß, M.: Druckkamm Lagerungen zum Einsatz in effizienten schrägverzahnten Getrieben. TU Clausthal, Technical Report Faculty 3, ISSN 1869-8018, Fac3–14-01.
http://www.fakultaeten.tu-clausthal.de/fileadmin/fakultaet3/Technical_Reports/TR_FAC3-1401.pdf

Neues vom Projekt „Untersuchungen von Press- verbindungen mit gerändelter Welle“

Mänz, T.

In der letzten Institutsmitteilung wurde die Pressverbindung mit gerändelter Welle vorgestellt. Nun wird ein Einblick in aktuelle Forschungsergebnisse gegeben.



In the last Institutsmitteilung knurled interference fits were presented. Now an insight into current research results is given.

1 Einleitung

Die Pressverbindung mit gerändelter Welle ist eine Alternative zu rein form- oder kraftschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen, die Vorteile wie Spielfreiheit, hohe Übertragbarkeit sowie hohe Verdrehsicherheit miteinander verbindet. Weiterhin ist die Übertragungsfähigkeit auch bei hohen Temperaturen gegeben. Die Verbindung wird durch Einpressen der profilierten Welle (mit Überdeckung) in eine „weichere“ Nabe, z.B. aus Aluminium, Kunststoff oder „weichem“ Stahl, hergestellt (Abbildung 1). Da Werkzeug und Fügeteil identisch sind, sind Teilungsabweichungen prinzipbedingt ausgeschlossen.

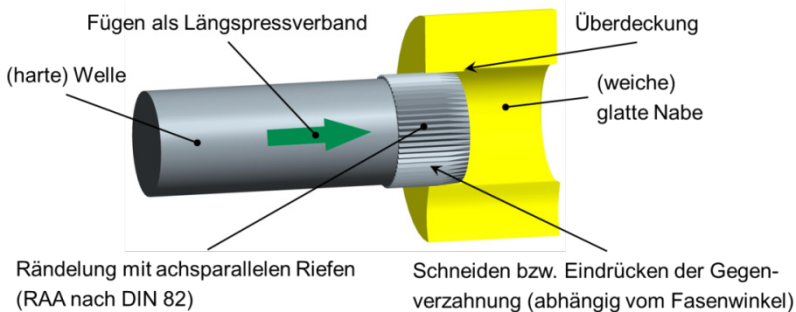


Abbildung 1: Charakteristika einer Pressverbindung mit gerändelter Welle

Ziel des FVA-/AiF-Forschungsvorhabens (FVA-Nr. 658, IGF-Nr. 17086 N / 1) ist es, eine experimentell abgesicherte Auslegungsgrundlage für die Dimensionierung und den Festigkeitsnachweis von gerändelten Pressverbindungen zu entwickeln, wie in der letzten Ausgabe der Institutsmitteilung geschildert wurde /1/. Bisher liegen nur wenige Arbeiten zur Auslegung dieser Verbindung vor (u. a. /3/ bis /6/). Im Folgenden wird die Berechnung der Fügekräfte von schneidend und umformend gefügten Verbindungen vorgestellt.

2 Berechnung der Fügekräfte

Beim Fügen der Verbindung wird gleichzeitig die Verzahnung der Nabe hergestellt. Damit hat der Fügevorgang maßgeblichen Einfluss auf das Verhalten der Verbindung unter Belastung. Weiterhin ist die Abschätzung der Fügekräfte für die Auslegung der Fertigungsanlagen von Bedeutung. Deshalb wurde eine Berechnungsgrundlage entwickelt, mit dem die Vorgänge beim Fügen abgebildet und die Fügekräfte berechnet werden können.

Maßgeblich für die Art des Fügevorgangs ist der Fasenwinkel ϕ der Welle. Beträgt dieser 90° , so bedeutet dies, dass keine Fase vorhanden ist. Die Nabe wird beim axialen Fügen zerspannt. Dadurch tritt nur eine sehr geringe Flächenpressung und damit auch eine sehr geringe Reibkraft auf. Der Verlauf der Fugekraft über dem Fügeweg steigt in Folge der Schittkräfte zunächst stark an. Dann ändert sich die Fugekraft bis die Nabe über die gesamte Länge zerspannt wurde nur noch wenig (siehe Abbildung 2). Nach der Verzahnung der Nabe fällt die Kraft auf die Reibkraft ab.

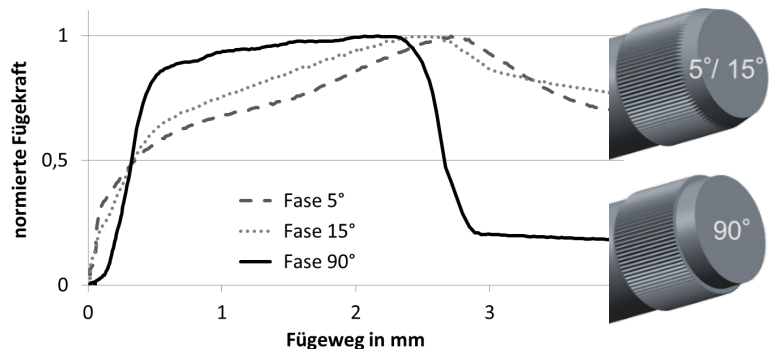


Abbildung 2: Vergleich des Fügekraftverlaufs $F_e/F_{e,max}$ von Proben mit unterschiedlichen Fasen

Je kleiner der Fasenwinkel ist, desto mehr Nabenmaterial wird radial nach außen verformt. Dadurch ergibt sich eine radiale Vorspannung mit entsprechender Flächenpressung und eine daraus resultierende Reibkraft. Der Verlauf der Fügekraft (Abbildung 2) steigt während des Verzahnungsprozesses kontinuierlich an und fällt danach auf eine vergleichsweise hohe Reibkraft ab.

Um das Fügeverhalten abhängig vom Fasenwinkel abbilden zu können, wurden zwei Berechnungsmodelle entwickelt, die sich an bereits vorhandene und erprobte Modellvorstellungen anlehnen.

2.1 Verbindungen mit schneidendem Fügeprozess

Für Verbindungen mit 90°-Fase, bei denen die Nabe zerspannt wird, wurde auf die Schnittkraftberechnung aus der Fertigungstechnik zurückgegriffen. Insbesondere beim Stoßen sind viele Ähnlichkeiten vorhanden (u. a. /7/, /8/). Unter Berücksichtigung der empirisch gewonnenen Gleichungen und Eingangsgrößen konnte eine gute Übereinstimmung zwischen der berechneten und der im Experiment gemessenen Schnittkraft erzielt werden, wie Abbildung 3 zeigt. Insbesondere kleine Schnittkräfte können sehr gut vorhergesagt werden. Die Fügeversuche erfolgten anhand des im Titelbild dargestellten Versuchsaufbaus (weiß: Welle, gelb: Nabe).

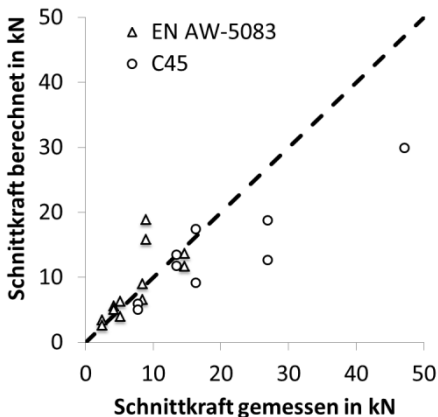


Abbildung 3: Vergleich zwischen berechneter und gemessener Schnittkraft im 45°-Diagramm

Die Streuungen bei größeren Kräften ergeben sich aus qualitativ nicht bestimmbar Größen, wie Fertigungstoleranzen, sowie der Passivkraft, welche eine Aufweitung der Nabe zur Folge hat.

2.2 Verbindungen mit umformendem Fügeprozess

Bei Verbindungen mit 5°- bzw. 15°-Fase erfolgt der Verzahnungsprozess umformend. Dies führt zu hohen Kontaktkräften zwischen Welle und Nabe, die zu einer elastischen und/oder plastischen Aufweitung der Nabe führen. Diese Aufweitung hat wiederum einen signifikanten Einfluss auf das verformte Volumen. Daraus ergibt sich der in Abbildung 4 dargestellte Kreislauf, mit dem Ziel einen Gleichgewichtszustand zwischen Radialkräften aus der Verzahnung und der elastischen Nabenaufweitung herzustellen. Bei der Berechnung der jeweiligen Kräfte wurde wiederum auf die Fertigungstechnik (u. a. /9/) sowie auf die Grundlagen zur Berechnung von Pressverbindungen (/10/, /11/) zurückgegriffen. Ergebnis dieser iterativen Berechnung sind die Radial- und damit die Reibkräfte in der Verbindung nach Abschluss des Verzahnungsvorgangs. Daneben werden u. a. die Nabenaufweitung, die Nabenplastifizierung, der Umformgrad und die sich einstellende Flächenpressung bestimmt. Mit diesen Größen kann danach auch die Umformkraft u. a. nach /12/ bestimmt werden.

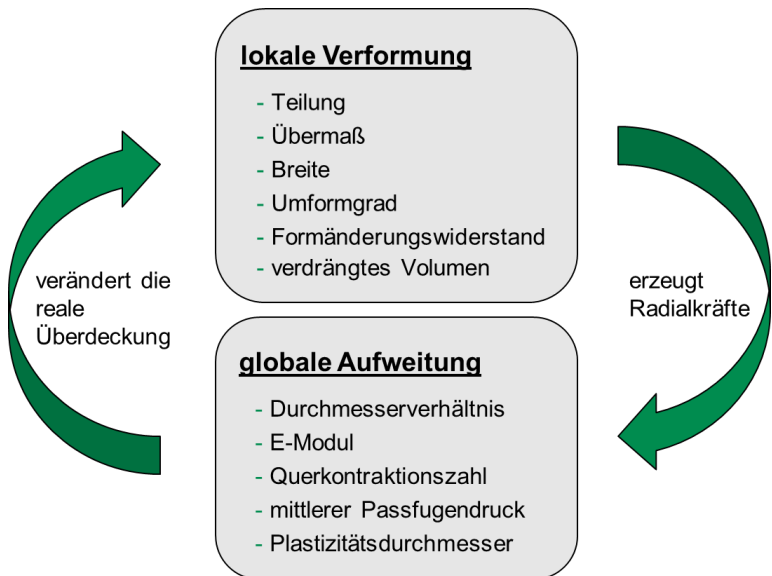


Abbildung 4: Abhängigkeit zwischen lokaler Verformung (Verzahnung der Nabe) und globaler Aufweitung (elastische und/oder plastische Verformung der Nabe)

Abbildung 5 zeigt wiederum den Vergleich zwischen den berechneten und den experimentell bestimmten Fügekräften, welcher eine sehr gute Übereinstimmung zeigt.

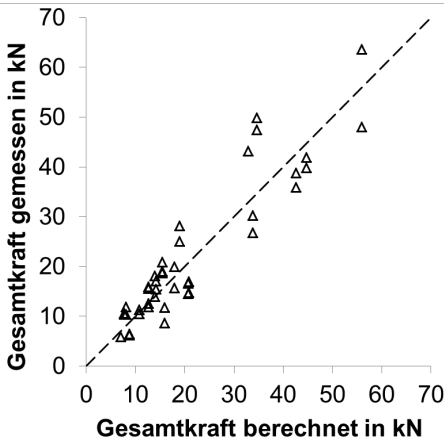


Abbildung 5: Vergleich zwischen berechneter und gemessener Gesamtkraft bei Verbindungen mit umformendem Fügevorgang

3 Zusammenfassung

Im vorliegenden Artikel wurde ein Einblick in die Berechnung der Fügekräfte von Pressverbindungen mit gerändelter Welle gegeben. Der Vergleich zwischen den rechnerisch und experimentell bestimmten Fügekräften zeigt die gute Eignung der Modelle. Weitere Details zu den Berechnungsmodellen finden sich /2/ sowie den Berichten zum FVA-Projekt Nr. 658.

4 Danksagung

Der Autor bedankt sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung sowie bei der AiF Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung des Projekts „Untersuchungen an Pressverbindungen mit gerändelter Welle“ (FVA-Nr. 658, IGF-Nr. 17086 N / 1).

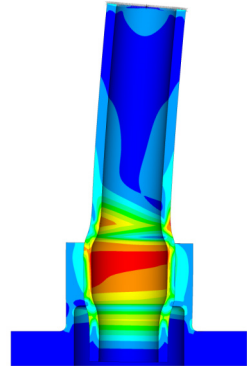
5 Literatur

- /1/ Mänz, T.: Untersuchungen zu kombinierten reib-/formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen, Institutsmitteilung Nr. 39, IMW Clausthal 2013
- /2/ Mänz, T. ; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Untersuchungen an Pressverbindungen mit gerändelter Welle, VDI-Berichte Nr. 2238, 2014, S. 119-130, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2014
- /3/ Thomas, K.: Die Presspassung mit unterbrochener Fuge. Technische Universität Hannover, Diss., 1969
- /4/ Bader, M.: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung. Graz, Techn. Univ., Diss., 2009
- /5/ Bader, M.: Untersuchungen von Rändel-Welle-Nabe-Verbindungen mit am Praxiseinsatz orientierten Randbedingungen. VDI-Berichte Nr. 2176, 2012, S. 105-116
- /6/ Lätzer, M., Leidich, E., Kleditzsch, S., Awiszus, B.: Experimentelle und numerische Untersuchungen von Stahl-Aluminium Rändelpressverbänden. VDI-Berichte Nr. 2176, 2012, S. 117-127
- /7/ Paucksch, E., Holsten, S., Linß, M., Tikal, F.: Zerspantechnik. 12. vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2008.
- /8/ Klocke, F., König, W.: Fertigungsverfahren 1. 8. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer, 2008
- /9/ Tschätsch, H., Dietrich, J.: Praxis in der Umformtechnik Arbeitsverfahren, Maschinen, Werkzeuge. 9. Auflage. Wiesbaden: Teubner und Vieweg Verlag 2008
- /10/ Kollmann, F. G.: Welle-Nabe-Verbindungen. 1. Auflage. Berlin: Springer, 1984
- /11/ DIN 7190: Pressverbindungen – Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln. Deutsche Norm, 2001
- /12/ Hoffmann, H., Neugebauer, R., Spur, G.: Handbuch Umformen. 2., vollst. neu bearb. Auflage. München: Hanser, 2012

Übertragungsfähigkeit innenhochdruckgefügter Pressverbindungen

Hilgermann, J.L.; Schäfer, G.

Als Ergebnis eines weiteren Forschungsvorhabens am IMW zu innenhochdruckgefügten Pressverbindung werden numerisch berechnete Formzahlen und Berechnungsgrundlagen zu Flächenpressung und Klaffkraft vorgestellt. Kerbwirkungszahlen für Biegung und Torsion ergänzen die numerischen Grundlagen zu einer Dimensionierungsrichtlinie für IHF-Pressverbindungen.



Internal press-fit connections are commonly used in cam shafts. For such applications it is possible to do a lot of numerical simulations and experimental test before SOP. To use the internal press-fit connection in small-scale applications, it is necessary to have an easy to use design guideline. This report shows some results of the generalized basic research work carried out by IMW to build up such a guideline.

1 Einleitung

Innenhochdruckgefügte Pressverbindungen stellen eine wirtschaftlich interessante und innovative Alternative zu klassischen Pressverbindungen dar. Bei dem Fügeverfahren wird die kraftschlüssige Verbindung zwischen Welle und Nabe durch eine hydraulische Aufweitung der Hohlwelle erzielt. Das Verfahren hat gegenüber der klassischen Pressverbindung Vorteile hinsichtlich des Leichtbaus, der erforderlichen Fertigungstoleranzen und damit den Kosten. Anwendung findet das Verfahren zurzeit in der Massenfertigung im Automobilbau an Nocken- und Steuerwellen. Das Potential, dieser auf Leichtbau ausgerichteten Verbindungstechnik, umfasst aber ein breiteres Spektrum der Antriebstechnik im Maschinen-, Fahrzeug- und Apparatebau und ist neben der Massenindustrie auch gerade für kleine Stückzahlen sehr wirtschaftlich.

Die Verbindung wurde bisher nur für den Einzelfall empirisch erprobt und optimiert. Eine allgemeine analytische Dimensionierung der Verbindung war bisher nicht möglich.

Im Rahmen eines von der DFG geförderten Forschungsprojektes wurde auf der Basis umfangreicher numerischer Simulationen und experimenteller Untersuchungen ein einfach einzusetzendes Modell zur Dimensionierung unter statischen und dynamischen Betriebslasten entwickelt /1/. Das Modell ermöglicht dem Anwender erstmals eine analytische Berechnung durchzuführen. Damit ist der Einsatz innenhochdruckgefügter Pressverbindungen auch bei Kleinserien einfach zu planen und wirtschaftlich sinnvoll.

2 Innenhochdruckfügen

Innenhochdruckfügen erfolgt durch eine plastische Aufweitung einer Hohlwelle unter Innendruck. Abbildung 1 zeigt schematisch den Fügeprozess des Innenhochdruckfügens. Die Hohlwelle wird in der Nabe ausgerichtet (Abb. 1, links). Der Raum unterhalb der Nabe wird mit Druck beaufschlagt, dabei weitet sich die Welle plastisch und die Nabe elastisch (Abb. 1, mitte). Durch die gezielte Materialkombination verbleiben nach der Druckrücknahme in der Nabe tangentielle Zugspannungen, die für einen festen Presssitz sorgen (Abb. 1, rechts).

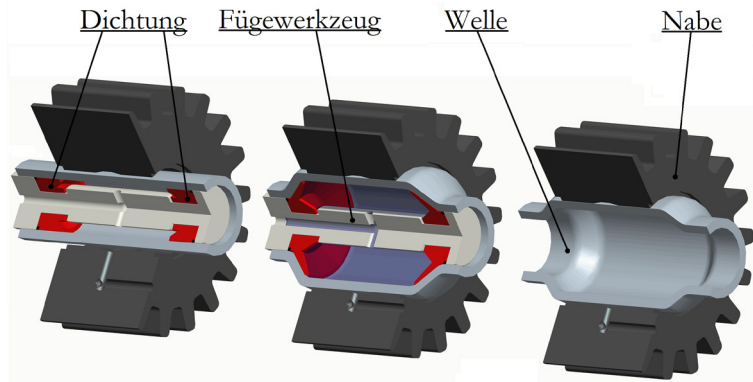


Abbildung 1: Innenhochdruckfügen einer Welle-Nabe-Verbindung

3 Stand der Technik zur Berechnung der IHF-Verbindung

Für die Berechnung des mittleren Passfugendruckes existieren in der Literatur verschiedene Ansätze. Wesentliche Arbeiten wurden von /2/, /3/ und /4/ veröffentlicht. Die Bestimmung des Anrissortes erfolgt meist durch das Ruiz, bzw. das erweiterte Ruiz-Kriterium /5/. Die

Vorhersage der Bauteillebensdauer wird über Schädigungsparameter vorgenommen /6/. Daneben finden sich Arbeiten, die einen zulässigen Grenzschlupf sowie Formzahlen für die Dimensionierung anwenden.

4 Experimentelle Untersuchungen

Tabelle 1 stellt den Versuchsplan der Lebensdauerversuche unter umlaufender Querkraftbiegung und dynamischer Torsion dar. Die Versuche zielten auf die Ermittlung der Dauerfestigkeit (Grenze der Beanspruchbarkeit bei 1×10^7 Lastwechsel). Alle Geometrieparameter beziehen sich auf einen Fügedurchmesser von 25mm. Die Drucküberstandslänge beschreibt den Abstand zwischen der Nabenstirnseite und der Dichtungsposition. Alle Proben wurden nach Versuchsende aufgetrennt und mikroskopisch untersucht. Hierbei wurden die Oberflächen auf Schäden, Risse, sowie Ort und Ausprägung von Passungsrost und Verschleiß untersucht. Die Ergebnisse wurden mit den Ergebnissen numerisch ermittelter Schädigungsparameter verglichen.

Tabelle 1: Versuchsplan für umlaufende Querkraftbiegung und dynamische Torsion

Nabenwerkstoff	Fügelänge l_F/D_F	Naben-Ø-verhältnis Q_A	Drucküberstandslänge $l_{\bar{U}}/D_F$
42CrMo4	0,56	0,56	0,06
		0,63	0,06
			0,02
		0,72	0,06
	0,80	0,56	0,06
		0,63	0,06
			0,02
		0,72	0,06
	2,00	0,56	0,06
		0,63	0,06
			0,02
		0,72	0,06
AlCuMnPb	0,80	0,63	0,10
Summe der Versuchsproben			150

5 Ergebnisse

5.1 Lebensdauerversuche unter umlaufender Querkraftbiegung

Die Versuchsergebnisse unter umlaufender Querkraftbiegung genügen für große Nabenlängen $l_F/D_F > 0,8$ einer Wöhlerlinie mit der Steigung $k = 7,39$ und einer Dauerfestigkeit von $S_D = 105,32\text{MPa}$.

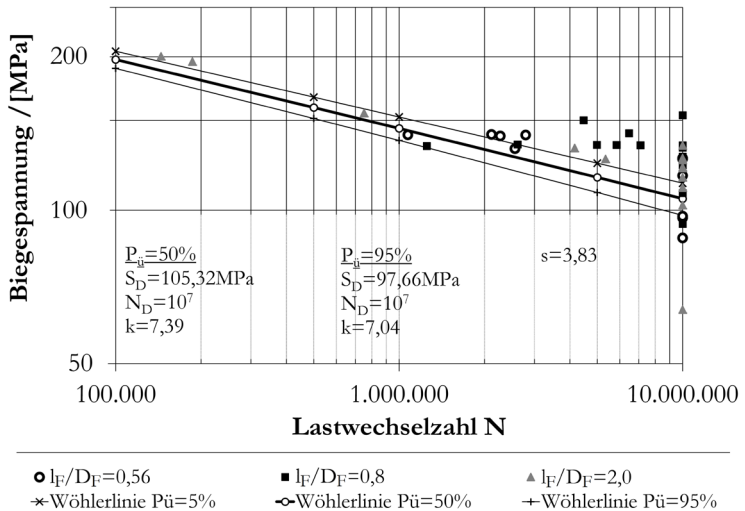


Abbildung 2: Wöhlerlinie der Versuche auf Umlaufbiegung.

Die in Abbildung 2 angegebene Biegespannung bezieht sich auf die Welle. Die im Diagramm dargestellten Datenpunkte gelten für ein Durchmesser Verhältnis $0,56 \leq Q_A \leq 0,72$ und mit einer Mindestwahrscheinlichkeit von 95% auf Basis der t-Verteilung

Die Versuchsproben mit einer Flügelänge $l_F/D_F \leq 0,8$ zeigen keine ausgeprägte Zeitfestigkeit auf. Im Lasthorizont von 130MPa bis 140MPa wurden Ausfälle bei 10^6 Lastwechsel genauso beobachtet wie Durchläufer bei 10^7 Lastwechsel. Es wird daher empfohlen Naben mit einer Flügelänge $l_F/D_F \leq 0,8$ auf Grundlage der Klaffkraft nach Gleichung (1) zu dimensionieren. Innenhochdruckgefügte Pressverbindungen zeigen zum Nabenrand ein Klaffen. Die Berechnung einer Klaffkraft ist nur eingeschränkt möglich. In dieser Arbeit wird das Klaffen der Verbindung definiert als der Beginn der Plastifizierung der Welle durch Einwirkung eines äußeren

Biegemomentes. Für die analytische Berechnung wurden Formzahlen numerisch ermittelt. Die analytische Berechnung des zulässigen Biegemomentes in Anlehnung konventioneller Pressverbindungen hat sich als nicht praktikabel erwiesen. Grund hierfür ist der zum Nabenrand hin abfallende Passfugendruck.

$$\frac{R_{p0,2}}{S} \geq K_{t,max,b} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_b}{W_b}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{F_Q}{A}\right)^2} \quad (1)$$

Dabei ist $K_{t,max,b}$ die Formzahl für die Biegung an der Stelle der maximalen Beanspruchung. Sie wird numerisch bestimmt und ist in Tabelle 2 aufgeführt. Das Widerstandsmoment W_b und der Querschnitt A beziehen sich entweder auf die Welle oder die Nabe. Die experimentellen Untersuchungen haben gezeigt, dass eine Sicherheit S von 1,0 bis 1,2 ausreichend ist, wenn mit einer Erhöhung der Übertragbarkeit (Trainiereffekt) zu rechnen ist. Durch eine Erhöhung des Reibungswertes verringert sich die Formzahl $K_{t,max,b}$.

Im Gegensatz zum Spannungsverlauf konventioneller Pressverbindungen, befindet sich das Spannungsmaximum innenhochdruckgefügter Pressverbindungen meist axial im Inneren der Verbindung und nicht am Nabenrand. Hierdurch ergibt sich die Notwendigkeit jeweils 2 Formzahlen für die Verbindung anzugeben. Eine Formzahl $K_{t,0}$ für die Berechnung des Spannungszustandes am Nabenrand und eine Formzahl $K_{t,max}$ für die Berechnung des maximalen Spannungszustandes in der Verbindung. Die Formzahlen werden auf Basis einer Finite-Elemente Simulation unter statischer Biegelast ermittelt. Dabei wird der Spannungszustand nach der Fügesimulation vom Spannungszustand unter statischer Biegelast subtrahiert. Die Biegespannung entspricht für diese Verbindung der Spannungs Komponente in axialer Richtung. Diese wird ins Verhältnis mit der analytischen Biegespannung einer ungekerbten Probe gesetzt und die Formzahl gebildet. Die durch den Fügeprozess bedingte Axialspannung im Bereich des Nabenrandes wird vernachlässigt. Ihr Einfluss wird durch eine Mindestsicherheit von 1,25 berücksichtigt.

Tabelle 2: Formzahl $K_{t,max,b}$ zur analytischen Berechnung der Klaffkraft innenhochdruckgefügter Pressverbindungen mit $0,6 \leq l_F/D_F \leq 0,8$ und $Q_l = 0,76$, St/St-Paarung

	$K_{t,max,b}$		
l_F/D_F	$Q_A = 0,56$	$Q_A = 0,63$	$Q_A = 0,72$
0,6	4,19	4,10	4,06
0,8	3,17	3,11	2,93

5.2 Lebensdauerversuche unter dynamischer Torsion

Ein Versagen der Verbindung unter reiner Torsionslast wurde bis 10^7 Lastwechsel nicht beobachtet. Zwar kam es vereinzelt zu einem Versagen der Probe, dieses trat aber an der Einspannung oder im Grundwerkstoff der Welle (Grenze für das Prüfmoment) auf. Es konnte daher keine Wöhlerlinie erstellt werden.

Die Proben wurden nach dem Dauerversuch aufgetrennt und deren Kontaktoberflächen mikroskopisch untersucht. Im Vergleich zu den Schädigungen nach Umlaufbiegung ist die Oberfläche nach Torsionsbeanspruchung im Allgemeinen weniger beansprucht und die Ausdehnung der Schädigung geringer ausgeprägt. Zwar sind auch hier relativ großflächige Oberflächenschäden, teilweise mit Einschränkung der Tragfähigkeit, zu erkennen, diese führten jedoch bei keiner Probe zu einem vorzeitigen Versagen.

6 Literatur

- /1/ Hilgermann, J. L.: Dimensionierung Innenhochdruckgefügter Pressverbindungen mit überwiegendem Kraftschluss unter dynamischen Lasten. Dissertation 2014. TU Clausthal
- /2/ Garzke, M.: Die Auslegung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen unter Drehmoment-belastung. Dissertation 2001. TU Clausthal. VDI-Verlag. ISBN 3-18-335001-7
- /3/ Grünendick, T.: Die Berechnung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen. Dissertation 2004. TU Clausthal. Papierflieger. Clausthal-Zellerfeld. 2005. ISBN 978-3897207950
- /4/ Marrè, M.: Grundlagen der Prozessgestaltung für das Fügen durch Weiten mit Innenhochdruck. Dissertation 2009. TU Dortmund. Shaker Verlag. ISBN 978-3-8322-8361-2
- /5/ Vidner, J.; Leidich, E.: Enhanced Ruiz criterion for the evaluation of crack initiation in contact subjected to fretting fatigue. International Journal of Fatigue. Bd. 29 (2007) S. 2040-2049
- /6/ Shin, K.S.: Prediction of fretting fatigue behavior under elasticplastic conditions. Journal of Mechanical Science and Technology. Bd. 23 (2009). S. 2714-2721

Untersuchung des Einflusses axialer Belastungen auf das Schaltverhalten von Freiläufen

Nagler, N.; Lohrengel, A.



Klemmkörper- und Klemmrollenfreiläufe werden als reibschlüssig wirkende Kupplungen eingesetzt, um die Wirkrichtung eines Torsionsmoments festzulegen. Freiläufe können weder radiale noch axiale Führungsaufgaben übernehmen. Aus der Praxis sind Schadensfälle bekannt, die auftreten, wenn axiale Belastungen nicht vom Freilauf ferngehalten werden können. Im Rahmen eines laufenden FVA-Projekts sollen der qualitative und quantitative Einfluss der Axialbelastung auf die Funktionserfüllung bzw. das Versagen von Freiläufen untersucht und Berechnungsgrundlagen erstellt werden, die eine Berücksichtigung der Axialbelastung schon bei der Auslegung ermöglichen.

Sprag freewheels and roller freewheels are clutches based on the principle of friction-locked power transmission. They are used in order to ascertain the affective direction of a torsional moment. Due to their design principle they are unable to execute guiding tasks in neither axial nor radial direction. Damages occurred in case axial loads could not be prevailed. Within the scope of an FVA-project quantitative and qualitative influences of the axial load on the proper functioning or failing of freewheels are investigated respectively. Furthermore, a calculation basis will be developed that permits the consideration of axial loads already in the design stage of freewheels. In this article selected results of the first test series are presented.

1 Problemstellung

Freiläufe mit Schaltfunktion, Schaltfreiläufe, werden in vielfältigen Anwendungen, wie z. B. im Antriebsstrang von Automobilen, genutzt. Zu vermeidende Anregungen in axialer Richtung entstehen z. B. im Kraftfahrzeug mit Verbrennungsmotor, wo die Drehungleichförmigkeit des Prozesses zur Schwingungsanregung einzelner Komponenten führt. Dadurch werden beispielsweise Verzahnungen, Riemmentriebe und Lagerungen im Umfang ihrer fertigungsbedingten Axialspiele zu Schwingungen angeregt. Hier auftretende Axialkräfte und -schwingungen, welche nicht durch geeignete Lagerungen oder

andere Maßnahmen vermieden werden können, werden bei der Auslegung von Freiläufen nach gültigen Berechnungsvorschriften bislang nicht berücksichtigt (s. o.). In Folge der erhöhten Summenbeanspruchung des Reibkontakts führt dies zu Funktionsstörungen oder einem Funktionsverlust.

Die grundlegende, gültige Auslegungsvorschrift, das zentrale Funktionskriterium, für Freiläufe unter ausschließlicher Torsionslast lautet

$$\tan(\alpha) = \frac{F_t}{F_n} \leq \mu \quad (1.1)$$

Dieses besagt, dass für eine einwandfreie Funktionserfüllung des Freilaufs das Verhältnis aus Tangential- F_t und Radialkraft F_n immer kleiner als der Reibwert μ sein muss. Der Einfluss axialer Belastungen findet hierin bislang keinerlei Berücksichtigung. In der Praxis hat sich herausgestellt, dass das zentrale Funktionskriterium für Freiläufe unter kombinierter Torsions- und Axiallast nicht mehr gilt. Ziel des Projekts ist es daher, basierend auf theoretischen und experimentellen Untersuchungen, abgesicherte Berechnungsgrundlagen zur Auslegung zugleich tangential und axial belasteter Freiläufe zu entwickeln, sowie dem Anwender konstruktive Empfehlungen zur Gestaltung der Freilaufverbindung zu geben. Ferner sollen im Rahmen des Projekts

- die Ursachen für den Funktionsverlust des Freilaufs bei Axialbelastung sowie
- die wirkenden Versagensmechanismen bestimmt und
- die Parameter ermittelt werden, die das Versagen bzw. den Funktionsverlust des Freilaufs begünstigen.

Durch die dazu durchgeführten experimentellen und theoretischen Untersuchungen soll das Verständnis für die auftretenden Phänomene im „System Freilauf“ sowie dessen Reaktion auf Belastungsänderungen gemehrt werden.

2 Erzielte Ergebnisse

Im Forschungsvorhaben „Axiale Belastung der Freiläufe“ wurde der Einfluss zusätzlicher Axiallasten auf den Funktionszustand von Freiläufen untersucht. Es wurde u. a. untersucht, welche Versagensmechanismen im zusätzlich axial belasteten Freilauf wirken, wie sich dessen Dynamik ändert und vor allem, warum der Freilauf unter zusätzlicher Axialbelastung seine Funktion verliert. Daraus leitete sich das Hauptziel ab, neue Auslegungsgrundlagen zu entwickeln, die den Einfluss der Axiallast bereits bei der Freilaufauslegung berücksichtigen und mit denen schon in der Entwurfsphase eine erste Einschätzung zur Rutschgefährdung des Freilaufs getroffen werden kann. Im Rahmen

des Vorhabens wurden erste Antworten auf diese Fragen gefunden und vorgestellt. Als maßgebliches Ergebnis des Vorhabens liegen nun eine neue Auslegungsgrundlage sowie deren praktischer Umsetzung in Gestalt der Software FriDA vor. Damit wurden die gesteckten Ziele erreicht.

Das neue Funktionskriterium und dessen Validierung fußen auf zwei durchgeführten Versuchsreihen mit zwei verschiedenen Klemmrollenfreiläufen. Die beiden Versuchsreihen wurden auf einem dynamischen Schaltprüfstand durchgeführt. Dabei wurden je 3 Lastkombinationen untersucht und insgesamt etwa 1200 Versuche durchgeführt. Aufgrund der geringen Versuchsdauer je einzeltem Versuch wurden dazu vollfaktorielle Versuchspläne genutzt, da diese statistisch gesehen die bestmögliche und gesicherte „Ergebnisausbeute“ und Ergebnisdeutbarkeit ermöglichen.

Vor Beginn der ersten Versuchsreihe wurde der Prüfstand zunächst mechanisch angepasst und eingerichtet, die Messtechnik sowie die Messwerterfassung aufgebaut bzw. entwickelt und kalibriert, Testversuche vorgenommen und schließlich der Prüfstand „eingefahren“. Für die zweite Versuchsreihe waren zur Vorbereitung der eigentlichen Versuchsreihe nur noch die Anpassung der Prüflingsaufnahme im Freilaufträger sowie Testversuche mit dem neuen Prüfling erforderlich. Eine große Bedeutung kam den entwickelten Programmen zur Versuchsauswertung zu, da mit diesen der Rutschzeitpunkt ermittelt wurde. Im Laufe der Auswertung der ersten Versuchsreihe fiel ein gewisses, wiederkehrendes Schema mit Hinblick auf die Rutschzeitpunkte auf.

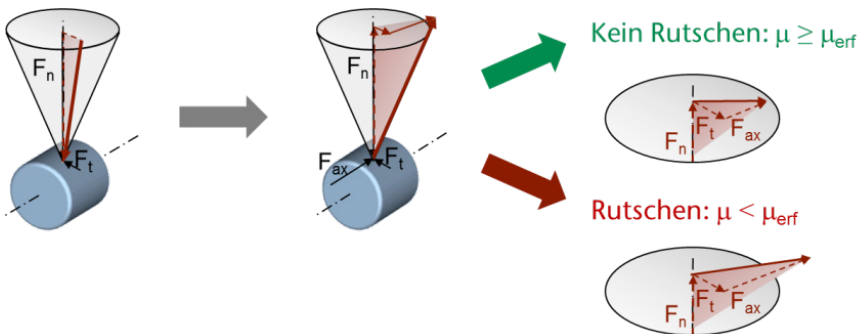


Abbildung 1: Erweitertes Funktionskriterium

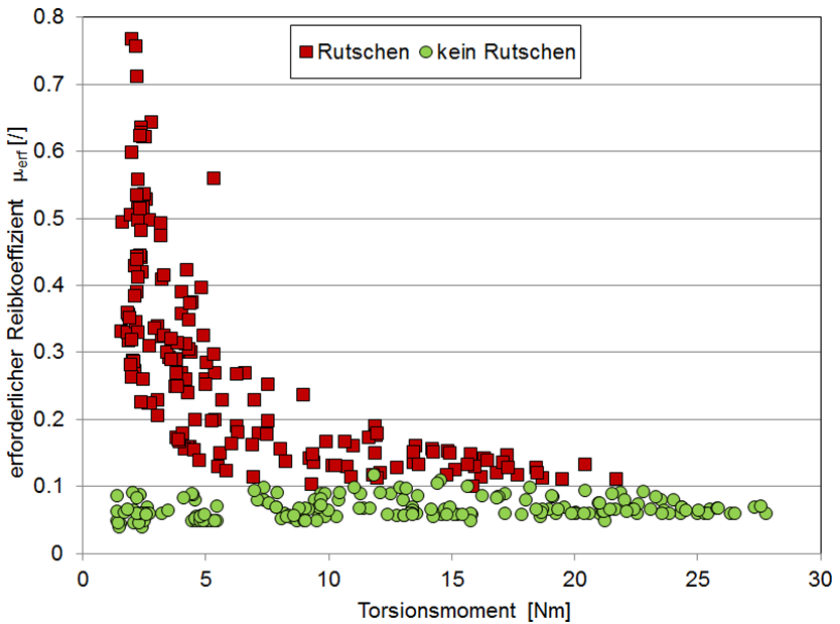


Abbildung 2: Qualitatives Ergebnis eines Schaltversuchs

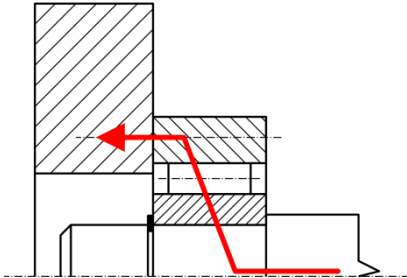
Aus den zahlreichen Versuchsergebnissen wurde das spätere neue Funktionskriterium abgeleitet und anhand der Ergebnisse weiterer Versuchsreihen bestätigt. Das neue Funktionskriterium berücksichtigt im Betrieb auftretende zusätzliche Axiallasten.

3 Danksagung

Die Autorin bedankt sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung sowie bei der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung des Projekts „Axiale Belastbarkeit von Freiläufen“ (FVA 653, IGF-Nr. 17083 I)

Untersuchungen zur Übertragungsfähigkeit stirnseitig verschraubter Freilauf-Flansch- Verbindungen

Hofmann, S.



Zur Abstützung des Freilaufklemmmoments an der kundenspezifischen Anschlusskonstruktion existieren mehrere gebräuchliche Möglichkeiten, wobei bei größeren Drehmomenten die stirnseitige Schraubverbindung bevorzugt wird. Aufgrund der aus dem Funktionsprinzip resultierenden hohen Normalkräfte an den Klemmstellen ergeben sich für den stirnseitig befestigten Freilauf Probleme bei der kraftschlüssigen Übertragung. Im Rahmen eines FVA-Forschungsprojektes sollen diese Probleme untersucht und die Grenzen der Drehmoment-Übertragungsfähigkeit stirnseitig befestigter Freiläufe genauer bestimmt werden.

There exist several possibilities of supporting the torque of a freewheel clutch at a customer specific adjacent construction whereat for higher torque ranges a front end screw assembly is preferred. Out of the operating principle there result high normal forces at the clamping points causing problems for the force locking. These problems and the limits of the torque transmission capacity of front end mounted freewheel clutch assemblies are to be investigated under a FVA research project.

1 Einleitung

Für die Verbindung zwischen dem Freilaufaußenring und der kundenspezifischen Anschlusskonstruktion (im Folgenden: Flansch) existieren mehrere gebräuchliche Möglichkeiten. So kann diese beispielsweise durch Befestigungsflansche, Pressverbindungen oder stirnseitige Verschraubungen erfolgen, wobei bei größeren Nennmomenten die Schraubverbindung von Freilaufherstellern und Kunden bevorzugt wird.

In diesem Zusammenhang ergeben sich aufgrund der hohen prinzipbedingten Normalkräfte an den Klemmstellen im Freilauf elastische Aufweitungen des Außenrings, welche Probleme für die kraftschlüssige Übertragung durch die stirnseitige Schrauben-

verbindung bedeuten. Weiterhin wird die Verbindung, hervorgerufen durch die beiden Betriebszustände des Mitnahme- und Freilaufbetriebs, durch ein schwellendes Drehmoment belastet. Aufgrund dieser freilaufspezifischen Belastungssituation am stirnseitig befestigten Außenring kommt es gegenüber einer Belastung mit einem theoretischen, reinen Torsionsmoment zu einer vorzeitigen Aufhebung des Kraftschlusses zwischen Freilaufaußenring und Anschlusskonstruktion. Die Reduzierung der kraftschlüssigen Übertragungsfähigkeit, infolge der hohen radial aufweitenden Klemmkräfte hervorgerufen durch das kraftschlüssige Funktionsprinzip von Klemmkörper- und Klemmrollenfreiläufen, gegenüber den geltenden Auslegungsvorschriften ist bisher noch nicht bekannt. Weiterhin kommt es infolge der vorzeitigen Aufhebung des Kraftschlusses solange zu Verschiebungen zwischen den beteiligten Komponenten Freilaufaußenring, Schrauben und Flansch, bis die Schrauben in Umfangsrichtung zur Anlage kommen. Hierdurch findet die Drehmomentübertragung entgegen den geltenden Auslegungsvorschriften nicht mehr rein kraftschlüssig, sondern zumindest zeitweise durch eine Kombination aus Kraft- und Formschluss statt.

1.1 Ziele des Vorhabens

Im Zuge eines laufenden FVA-Forschungsvorhabens werden die Ursachen für die vorzeitige Aufhebung des Kraftschlusses sowie die kraftschlüssigen und formschlüssigen Grenzen der Übertragungsfähigkeit am stirnseitig befestigten Freilaufaußenring durch das IMW untersucht.

Grundsätzliches Ziel des Projektes ist es eine gesicherte Auslegung stirnseitig befestigter Freiläufe zu ermöglichen. Hierzu kann entweder das kraftschlüssig übertragbare Moment durch entsprechende Maßnahmen erhöht werden, wodurch die Nutzung bestehender, von vollständigem Kraftschluss ausgehender Berechnungsvorschriften möglich würde. Oder es kann die Verbindung als reiner Formschluss ausgeführt werden, was ebenfalls die Nutzung bereits bestehender Berechnungsvorschriften ermöglichte.

Eine weitere Möglichkeit ist einen kombinierten Kraft-/Formschluss zu nutzen. Hierbei ist zu klären, welche Anteile kraft- und welche formschlüssig übertragen werden und wie eine gleichmäßige Belastung der einzelnen Formschlusselemente sichergestellt werden kann. Bzw. wie einer eventuell vorhandenen ungleichmäßigen Belastung Rechnung getragen werden kann. Einige Möglichkeiten zur Steigerung des übertragbaren Moments an stirnseitig befestigten Freiläufen sind in Abbildung 1 gezeigt.

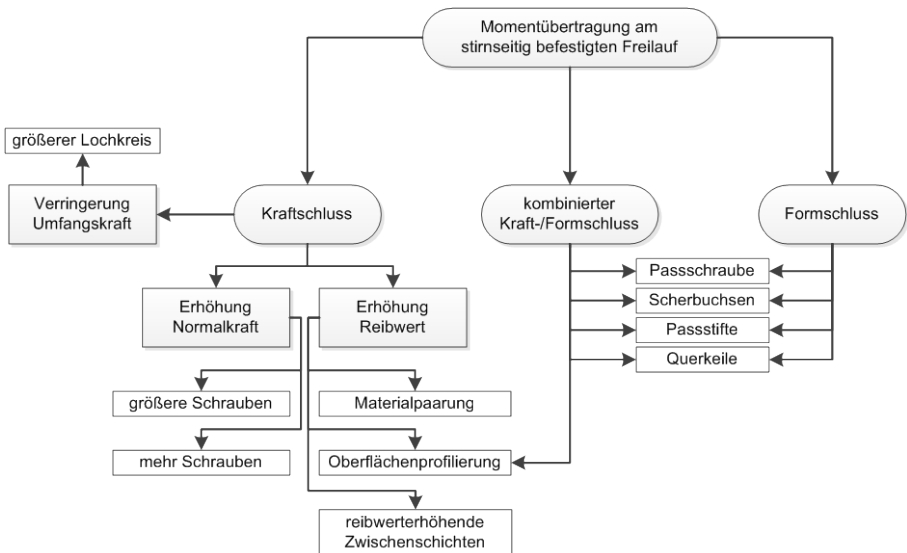


Abbildung 1: Möglichkeiten zur Erhöhung des übertragbaren Drehmoments am stirnseitig befestigten Freilauf

2 Vorgehensweise

Anhand von FE-Untersuchungen und Versuchen sollen die Ursachen für das vorzeitige Rutschen der Verbindung untersucht werden. Weiterhin sollen in FE-gestützten Parameteruntersuchungen Einflussfaktoren auf die Übertragungsfähigkeit stirnseitig befestigter Freiläufe ermittelt und hieraus Empfehlungen für die Gestaltung von Freilauf-Flansch-Kombinationen in der Praxis abgeleitet werden. Die in dem Forschungsvorhaben besonders zu untersuchenden Freilaufmodelle sind in Tabelle 1 aufgezählt.

Tabelle 1: Prüflinge

Prüfling	T_{Nenn} in Nm	D in mm	Verschraubung	Bauart
Modell 1	500	100	6 x M6	Klemmrolle
Modell 2	560	105	6 x M6	Klemmkörper
Modell 3	1600	150	8 x M8	Klemmkörper
Modell 4	2150	150	8 x M8	Klemmrolle

Zur Untersuchung der genannten Freilaufgrößen hinsichtlich der Grenzen der kraftschlüssigen (Rutschgrenze) und formschlüssigen (Schermomente der Schraubverbindung) Übertragungsfähigkeit wird am IMW ein Prüfstand (siehe Abbildung 2) aufgebaut.

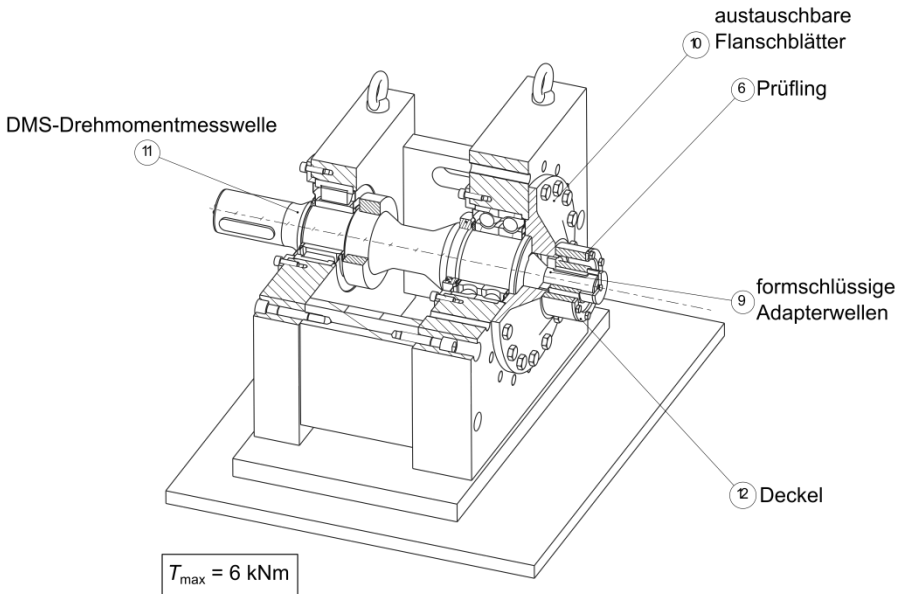


Abbildung 2: geplanter Prüfstand für Rutsch- und Scherversuche an stirnseitig befestigten Freiläufen

3 Erste Ergebnisse

Am Freilaufprüfling „Modell 1“ wurden erste Rutschversuche an einem Vorversuchsstand durchgeführt. Vor dem Beginn der Rutschversuche wurde die Kontaktfläche zwischen Freilaufaußenring und Flansch gesäubert und entfettet und anschließend die Schrauben derart eingesetzt, dass sie bei Versuchsbeginn zu keiner Seite hin in Anlage waren. Dies ermöglicht der Verbindung ein unbehindertes Rutschen. Nach dem Anziehen der Schrauben mittels eines Drehmomentschlüssels auf das gewünschte Montagemoment, wurde das Drehmoment an der Welle so lange erhöht, bis es zu einem Durchrutschen der Verbindung kam. Nach einem erfolgreichen Versuch, wurde die Verbindung wieder entlastet und die Schrauben gelöst und aus der Verbindung herausgenommen. Vor dem nächsten Versuch wurde der Freilauf, in Freilaufrichtung, um mindestens ein

Segment weitergedreht und anschließend neue Schrauben in bereits beschriebener Art und Weise eingesetzt.

Bei den Versuchen zeigte sich, dass es gegenüber dem theoretischen Rutschmoment nach /1/ für die stirnseitig verschraubte Freilauf-Flansch-Verbindung zu einem vorzeitigen Rutschen der Verbindung kommt. Abbildung 3 zeigt das theoretische Rutschmoment nach /1/ für einen angenommenen Haftreibwert von $\mu = 0,2$ im Verhältnis zu den im Versuch gemessenen Rutschmomenten aufgetragen über dem Montagemoment der Schrauben.

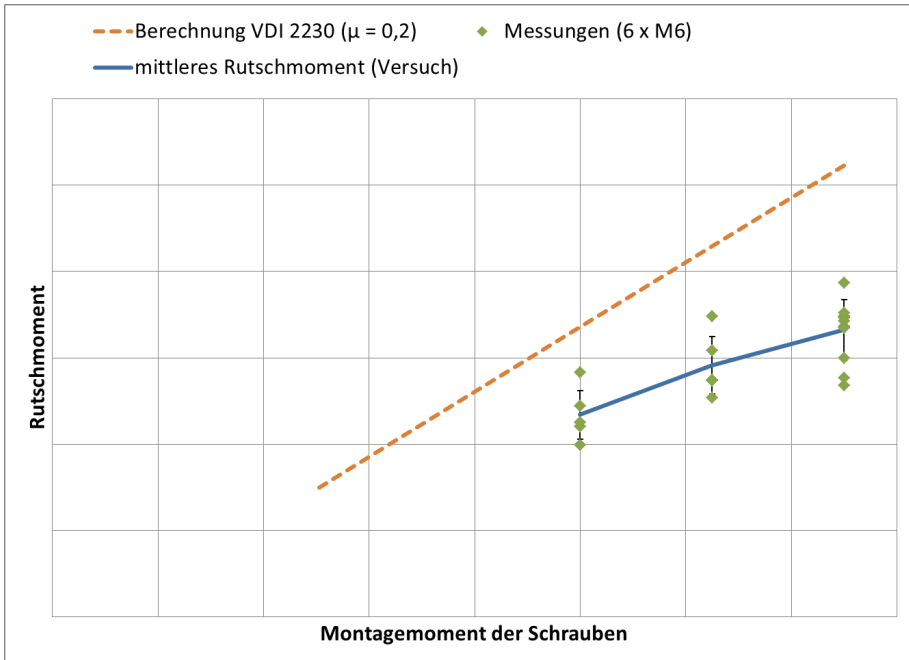


Abbildung 3: Rutschmoment über Montagemoment – Vergleich zwischen Vorversuch und Berechnung nach /1/ für angenommenen Reibbeiwert von $\mu = 0,2$

Weiterhin zeigten die Versuche, dass ein Durchrutschen der Verbindung nicht direkt zu einem Versagen der Verbindung führt. Aufgrund der Wirkung der Schrauben als Formschlusselemente in diesem Fall ist eine weitere Drehmomentabstützung möglich. Jedoch führt das Durchrutschen zu Verschleißerscheinungen an den an der Verbindung beteiligten Elementen.

Die Abweichung zwischen der theoretischen Rutschgrenze und der experimentell ermittelten Rutschgrenze lassen sich zum Teil durch die in /1/ nicht berücksichtigbaren Normalkräfte im Freilauf erklären.

4 Zusammenfassung

Im vorliegenden Artikel wurde ein kurzer Ausblick auf die am IMW stattfindenden Untersuchungen an stirnseitig befestigten Freiläufen gegeben. In ersten Versuchen zeigte sich eine Abweichung zwischen den bestehenden Auslegungsvorschriften und den Ergebnissen für die untersuchten Verbindungen. Diese Lücke soll im Verlauf des Forschungsprojekts durch entsprechende Berechnungsmodelle geschlossen werden.

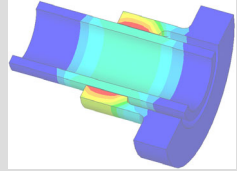
5 Danksagung

Der Autor bedankt sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung sowie bei der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung des Projekts „Stirnseitige Befestigung von Freiläufen“ (FVA-Nr. 704, IGF-Nr. 17481 N/1).

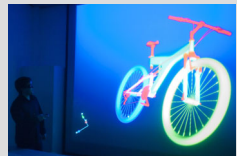
6 Literatur

- /1/ VDI Richtlinie 2230: Schraubenrichtlinie; Beuth-Verlag; Berlin; 2003
- /2/ Hofmann, S.: FVA 704, Stirnseitige Befestigung von Freiläufen; Zwischenbericht; Forschungsreport 2014; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2014; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2014

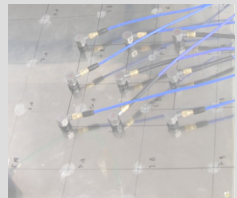
Konstruktion und Berechnung von
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und
Maschinenakustik



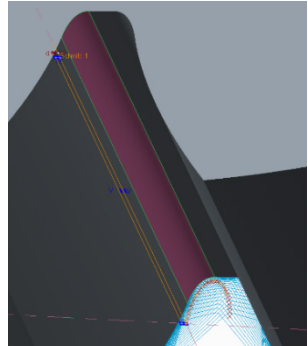
Hochschule und Kontakte



Erweiterung des Flankengenerators um die Funktionalität „Wälzgefräste Zahnform“

Arslan, G.:

Am Institut für Maschinenwesen existiert seit letztem Jahr ein selbstgeschriebenes Programm, welches evolventische Zahngeometrien für Stirnräder und Zahnwellenverbindungen nach dem Formfräs-verfahren erzeugt. In der neuesten Version können auch Zahngeometrien nach dem Wälzverfahren abgebildet werden.



At the Institute of Mechanical Engineering since last year, there is a self-written program. The program generates involute tooth geometry for spur gears and gear shaft connections. In the latest version also hobbled tooth geometries can be created.

1 Einleitung

In der Institutsmitteilung 2013 wurde über einen Flankengenerator berichtet. Mithilfe des Flankengenerators können geradzahnte, evolventische Geometrien nach dem Formfräsverfahren erstellt werden. Die Modellierbarkeit von innenverzahnten Geometrien ermöglicht die Baugruppenerstellung von Steckverzahnungen. Der Flankengenerator erzeugt nach den Vorgaben des Benutzers den Flankenverlauf als Punktwolke im Stirnschnitt. Diese Punkte werden in eine Textdatei geschrieben. Das kostenlose CAD-Programm FreeCAD wird automatisch aufgerufen und die Punktwolke der Zahngeometrie im Skizzenmodus eingelesen. Im Anschluss wird die Geometrie extrudiert und bei Bedarf als Lauf- oder Steckverzahnung abgespeichert. Zur wirtschaftlichen Fertigung von außenverzahnten Bauteilen kommen wälzgefräste Fertigungsverfahren in Frage. Im Rahmen einer Diplomarbeit /7/ am IMW wurde ein parametrisches Simulationsmodell im CAD-Programm Creo Parametric realisiert. In dem Simulationsmodell lassen sich geradzahnte Zylinderräder mittels der Hüllschnittmethode /5/ u.a. aus dem Bezugsprofil nach DIN 867 erzeugen. Aufgrund der Hüllschnitte kommt es im Bereich der Fußausrundungen zu bogenförmigen Geometrieabweichungen, welche für die nachfolgenden FE-Untersuchungen geglättet werden müssen. Im Folgenden wird dieser Weg beschrieben und die

Einbindung des geglätteten Zahnmodells in den Flankengenerator erklärt.

2 Fertigungstechnische Grundlagen von Zahnrädern nach dem Wälzprinzip

Generell wird innerhalb der spanenden Herstellverfahren von Zylinderrädern zwischen Formscheid- und Wälzverfahren differenziert. Ersteres findet Anwendung bei der Herstellung größerer Zahnräder sowie bei der Massenfertigung kleinerer Zahnräder und ist dadurch charakterisiert, dass das Werkzeug die Kontur der zu fertigenden Zahnflanke besitzt /1/.

Im Gegensatz dazu, entstehen bei den wälzenden Verfahren die Zahnräder im Erzeugungsgetriebe durch Abwälzen an einem Werkzeug. Abbildung 1 gibt eine Übersicht über ausgewählte spanende Verfahren nach dem Wälzprinzip. Aufgrund der Übersichtlichkeit ist das Werkrad nur für das Wälzhobeln eingezeichnet und muss entsprechend bei den anderen Prozessen hinzu gedacht werden. Das allgemeine Zahnstangenprofil ist dabei als einhüllende Kontur zwischen die Werkzeugschneiden und die entstehenden Zahnflanken des Werkstücks gezeichnet.

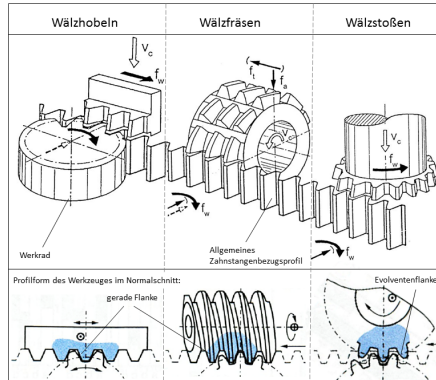


Abbildung 1: Ausgewählte spanende Verfahren nach dem Wälzprinzip /2,3,4/

Betrachtet man die jeweiligen Prozesse im Normalschnitt, so lassen sich vor dem Hintergrund der geometrischen Grundlagen von Stirnradverzahnungen grundsätzlich zwei Varianten identifizieren:

1. Die Evolvente wird durch Abwälzen an einem Kreisbogen erzeugt, was der Paarung zweier Stirnräder entspricht. Das zugehörige

Werkzeug imitiert also ein Zahnrad, wobei die evolventischen Flanken den Werkzeugschneiden entsprechen. Dies ist beim Wälzstoßen einer Verzahnung mit einem Schneidrad der Fall.

2. Die Evolvente entsteht durch Abwälzen an einer Geraden. Dies entspricht der Paarung Stirnrad-Zahnstange. Das Werkzeug besitzt damit gerade Flanken, die in einem bestimmten Eingriffswinkel zur Bezugslinie bzw. zur Wälzgeraden geneigt sind. Dieses Prinzip ist beim Wälzfräsen und Wälzhobeln verwirklicht.

Das Wälzfräsen und das Wälzstoßen besitzen die Gemeinsamkeit, dass die Wälzbewegung ohne Unterbrechung erfolgt, da hierbei das Werkzeug durch die kreisförmige Grundgeometrie eine im Prinzip unendliche Wirklänge besitzt. Beide Verfahren sind also kontinuierlich. Im Gegensatz dazu kommt der Zahnkamm beim Wälzhobeln nach einem Wälzvorgang außer Eingriff und muss entsprechend zurückbewegt werden, wobei das Werkstück für den nächsten Arbeitsgang um einen oder mehrere Zähne weitergeschaltet wird /2/. Aufgrund dieser Unterbrechungen durch Teilungsvorgänge wird das Verfahren als (diskontinuierliches) Teil-Wälzverfahren bezeichnet /3/.

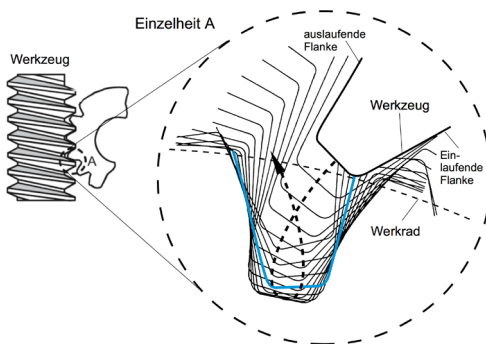


Abbildung 2: Arbeitsbereich eines Fräserzahns /5/

Allgemein erfolgt die Erzeugung des evolventischen Bereichs der Werkradflanke entsprechend dem Verzahnungsgesetz auf der Eingriffsline, wobei die Zähne des Werkzeuges Bereiche der geforderten Zahnücke beim Eintauchen in das Werkrad vorschneiden.

Wird der Arbeitsbereich der Werkzeugzähne nach Abbildung 2 betrachtet, so ist erkennbar, dass die zuerst in das Werkstück eindringende Zahnflanke (einlaufende Flanke) das Werkradprofil vom Kopf beginnend bis zum Fuß ausbildet. Gleichzeitig schneidet der Kopf des Werkzeuges den der Flanke gegenüberliegenden Fußbereich

/4/. Nach Durchlaufen der neutralen Wälzstellung im Fußgrund wird die andere Flanke des Werkstücks in umgekehrter Reihenfolge (von Fuß- bis Kopf) durch die auslaufende Flanke des Werkzeugs profiliert, wobei vom Werkzeugkopf wieder die der Flanke gegenüberliegende Fußgeometrie erzeugt wird.

Die am meisten eingesetzten spanenden Verfahren in der Zahnradherstellung sind das Wälzfräsen und das Wälzstoßen. Im Nachfolgenden wird die Kinematik beider Prozesse näher betrachtet.

3 CAD-Modell

Das vorliegende CAD-Modell erzeugt die Zahnücke nach dem Prinzip der Hüllschnittkonstruktion, wie sie auch von /5/ zeichnerisch vorgeschlagen wird. Es wurde mit der CAD-Anwendung Creo Parametric 2.0 erstellt. Dafür wird zunächst vom Benutzer ein zahnstangenförmiges Werkzeugprofil definiert und die Kenngrößen der Verzahnung eingestellt. Dies wird über entsprechende Parameter realisiert, analog zu denen des Bezugsprofils nach DIN 867 /6/. Der Nutzer kann grundsätzlich zwischen zwei Modellvarianten wählen: Eine Version enthält ein parametrisiertes Werkzeugprofil mit kreisförmiger Kopfausrundung, die andere Version eines mit elliptischer Kopfform.

Das Werkrad wird entsprechend der eingestellten Verzahnungsparameter am Werkzeugbezugsprofil positioniert, so dass die Wälzgerade des Werkzeuges die Tangente an den Wälzkreis des Werkrades ist. Ausgehend von dieser neutralen Mittelstellung in der zu erzeugenden Zahnücke wird dann das Werkzeug um bestimmte Winkel (in /7/ mit Δ bezeichnet) links und rechts von der neutralen Position verkippt, vgl. Abbildung 3.

Dies erfolgt, indem zunächst das Werkzeugprofil am Umfang des Wälzkreises jeweils um die zu Δ gehörende Bogenlänge $\Delta d/2$ tangential bewegt wird. Danach erfolgt eine Translation in entgegengesetzte Richtung um die „abgewälzte Strecke“ $\Delta d/2$. Dabei ist der Rotationswinkel Δ zwischen zwei Hüllschnitten jeweils konstant. Er entspricht dem Wälzwinkel $\Delta \varphi_w$ nach /8/. Im Unterschied zum realen Fertigungsprozess, bei welchem der Wälzwinkel u.a. von der Geometrie des Werkzeugs abhängt, kann der Wert Δ vom Nutzer frei vorgegeben werden.

Die Anzahl der Hüllschnitte pro Zahnflanke ergibt sich dann im CAD-Modell aus folgendem Formelzusammenhang

$$n = \frac{360^\circ}{z \cdot \Delta} ,$$

3.1

wobei n die Anzahl der Hüllschnitte pro Zahnücke ist, z die Zähnezahl und Δ der Rotationswinkel in Grad. Abbildung 4 zeigt im Fußbereich der Verzahnung die auftretenden treppenstufenförmigen Absätze im CAD-Modell für gewählte Rotationswinkel Δ von 2° bzw. 1° .

Die Hüllschnittmethode stellt ein einfaches Mittel dar, eine Verzahnung ausgehend von ihrem Bezugsprofil zu beschreiben, vgl. /5/. Die Darstellung der zugehörigen Kinematik in komplexen mathematischen Formeln wird damit umgangen. Da die Zahngeometrie durch Abwälzen des Bezugsprofils erzeugt wird, ergibt sich weiterhin ein direkter Bezug zu den abwälzenden Fertigungsverfahren. Gemäß den Ausführungen unter 3 bildet ein zahnstangenförmiges Werkzeug die Verfahren Wälzfräsen und Wälzhobeln ab. Somit kann auch das vorliegende CAD-Modell Verzahnungen beschreiben, die durch eines der beiden Verfahren hergestellt wurden. Eine Simulation des Fertigungsprozesses ist damit jedoch nicht gegeben.

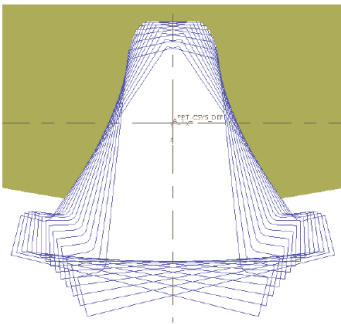


Abbildung 3: An Zahnfußkurve
unbeteiligter
Materialschnitt

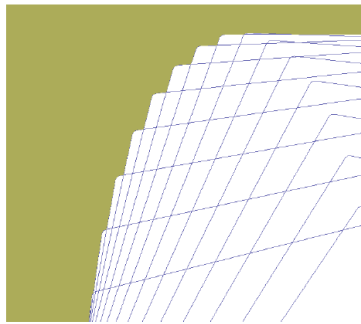


Abbildung 4: Absätze an der
Zahnfußkurve

Aus kinematischer Sicht werden deutliche Vereinfachungen im Vergleich zum realen Fertigungsprozess vorgenommen. Der Prozess wird lediglich zweidimensional in einer Ebene im Stirnschnitt dargestellt. Somit werden Aspekte wie die Durchdringungskurve eines Werkzeugzahnes am Werkrad oder die Geometrie des Fräasers nicht dargestellt. Da das CAD-Modell dazu dient, FE-Untersuchungen an der Geometrie verschiedener Zahnflanken durchzuführen und fertigungstechnische Betrachtungen keine weitere Rolle spielen, ist jedoch der gewählte Abstraktionsgrad des Modelles für die Zielsetzung völlig ausreichend.

Daneben bietet das Modell aus geometrischer Sicht viele Freiheiten in Hinblick auf zukünftige Geometriebetrachtungen. Die Erzeugung der Verzahnungsgeometrie durch Abwälzen kann mit Hilfe des CAD-Modells anschaulich nachvollzogen werden und es kann ein tieferes Verständnis des Vorgangs entwickelt werden. Die hierbei vorhandene Offenheit der Arbeitsumgebung ist bei Zahnrad-Programmen im Allgemeinen nicht gegeben. Die beschriebenen treppenstufenförmigen Absätze im Fußbereich der erzeugten Verzahnung treten auch im realen Prozess aufgrund des ebenfalls endlichen Hüllkurvennetzes auf und werden in der Fertigbearbeitung entfernt. Demgemäß ist auch die Fußausrundung der CAD-Verzahnung zu glätten, bevor eine FE-Untersuchung vorgenommen werden kann. Die entwickelten Methoden werden im Nachfolgenden beschrieben.

4 Glättungsmethode der Zahnfußkurve

Die Zahnfußkurve entsteht aus der Kopfrundung des eingesetzten Werkzeuges. Damit muss die Glättung der Zahnfußkurve für den Fall einer kreisrunden und einer elliptischen Kopfrundung des Werkzeugprofils vorgenommen werden. Zunächst wurden die finalen entwickelten Verfahren für beide Fälle beschrieben /9/. Um die Güte der vorgenommenen Glättung beurteilen zu können, wurde anschließend exemplarisch die Zahnflanken der geglätteten Verzahnung mit den zugehörigen Flanken, die mittels einer Referenzsoftware erstellt wurden, verglichen. Als Referenz wurde dabei die Software KISSsoft verwendet. In Abbildung 5 ist exemplarisch ein Bezugswerkzeug mit kreisförmiger Kopfrundung dargestellt.

Unabhängig von der Kopfform des Werkzeuges erfolgt der entwickelte Glättungsmechanismus im CAD-Programm automatisiert nach folgenden fünf Arbeitsschritten:

1. Definition von Glättungspunkten
2. Erzeugung einer Glättungskurve durch die Glättungspunkte
3. Extrudieren eines Schnittvolumens entlang der Glättungskurve
4. Durch Abzug des Schnittvolumens vom erzeugten Zahnradkörper wird der treppenstufige Bereich im Zahnfuß entfernt und somit geglättet.
5. Die geglättete Flanke wird an der Symmetrielinie der erzeugten Zahnücke gespiegelt. Dadurch ist die gegenüberliegende Flanke ebenfalls geglättet.

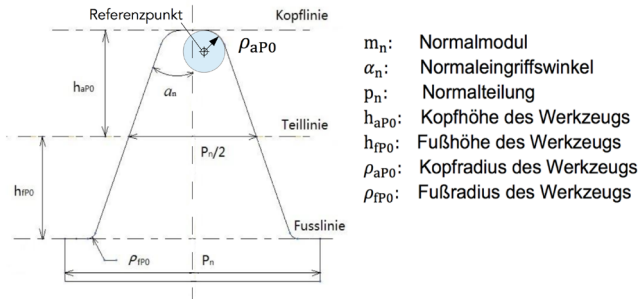


Abbildung 5: Parameter des Bezugswerkzeuges mit kreisförmiger Kopfrundung im Simulationsmodell /9/

Diese Vorgehensweise hat sich für eine Glättung mit den Mitteln und Randbedingungen der CAD-Umgebung als zweckmäßig erwiesen.

Anforderung an die Glättung

Um eine robuste Glättung der Zahnfußkurve zu erreichen, sind folgende Anforderungen an das CAD-Modell gestellt.

a) Glättungspunkte:

Die Glättungspunkte sind die Grundlage für alle weiteren Prozessschritte. Sie müssen so gewählt werden, dass die geglättete Geometrie dem Idealfall, d.h. einem Hüllkurvennetz mit einer unendlichen Anzahl an Hüllschnitten, entspricht. So kann eine hohe Übereinstimmung mit dem Referenzprogramm Kisssoft erreicht werden. Dementsprechend muss die Glättungskurve die Einhüllende aller bogenförmigen Schnittflächen im Fußbereich sein.

b) Geometrische Bezüge:

Allgemein wird die Lage von Punkten im CAD-Programm mittels geometrischer Bezüge definiert. Die Glättungskurve muss bei Variation der Parameter des Modells stets regeneriert werden können. Damit keine Konflikte bei der Modellregenerierung auftreten, müssen also geometrische Referenzen für die Kurvenpunkte gewählt werden, die auch bei Veränderung sämtlicher Parameter erhalten bleiben.

c) Festlegung der Anzahl der Hüllschnitte:

Das bisherige Modell ist so gestaltet, dass bei gleichbleibendem Rotationswinkel Δ mit steigender Zähnezahl die Anzahl der Hüllschnitte pro Zahnücke abnimmt. Eine veränderliche Hüllschnittzahl ist für die Automatisierung der Glättung jedoch problematisch, da sie mit einer Veränderung sämtlicher

geometrischer Bezüge des Modells einhergeht. Da die Hüllschnittanzahl ohnehin entkoppelt vom Werkzeug ist, wird eine feste Anzahl von Hüllschnitten für alle Modellvarianten festgesetzt. Hierbei werden 16 Hüllschnitte in jede Richtung, d.h. pro Flanke einer Zahnücke, gewählt. Dies ermöglicht kurze Berechnungszeiten bei gleichzeitig hinreichend hoher Auflösung.

5 Variation der Flankenform

Ein Vorteil des CAD-Modells besteht darin, dass auf anschauliche und direkte Art verschiedene Flankengeometrien untersucht werden können, die sich durch Abwälzen eines zahnstangenförmigen Werkzeuges generieren lassen. Dabei bleibt stets der Bezug zur erzeugenden Flankenform des Werkzeuges erhalten. Dies kann vor allem im Bereich von Steck- bzw. Passverzahnungen als Welle-Nabe-Verbindungen Potenziale beherbergen, da hier Evolventen im Bereich der Nutflanke im Gegensatz zu Laufverzahnungen nicht alternativlos eingesetzt werden. Modifizierte Formen der Nutflanke können direkt auf das erzeugende Werkzeugprofil für wirtschaftliche Wälzverfahren zurückgeführt werden.

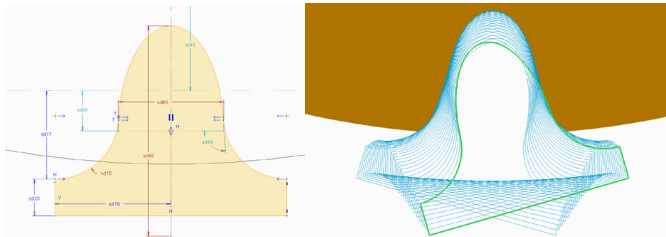


Abbildung 7: Werkzeug mit parabelförmigen Flanken und dazugehörige Hüllschnitte

Somit werden fertigungstechnische Aspekte bei der Flankenoptimierung direkt in die Betrachtung mit einbezogen. Abbildung 7 zeigt ein Werkzeugprofil mit parabelförmiger Flanke und die zugehörige durch Abwälzen erzeugte Flankenform.

6 Einbindung des CAD-Modells in den Flankengenerator

In der Oberfläche des Flankengenerators kann jetzt neben dem Formfräsen auch das Wälzfräsen bei außenverzahnten Geometrien ausgewählt werden. Nachdem das Wälzfräsen ausgewählt worden ist, muss der Anwender noch die Werkzeugparameter eingeben.

Danach teilt der Flankengenerator den Flankenverlauf in mehrere Bereiche auf /10/. Der Verlauf des Flanken- und Kopfbereichs von evolventischen Zahngeometrien ist unabhängig vom gewählten Fertigungsverfahren (Form- und Wälzfräsen) /9,10/. Um den wälzgefrästen Zahnfuß modellieren zu können, muss der Flankengenerator die Punkte des wälzgefrästen Zahnfußbereiches einlesen. Diese Punkte werden von einer Excel-Datei zur Verfügung gestellt. Das oben erwähnte CAD-Modell wird mit einer Excel-Analyse in Creo Parametric verknüpft. Hierfür wurden 16 Referenzpunkte definiert, welche in gleichmäßigen Abständen über die Zahnfußkurve verteilt sind. Die Punkte sind dynamisch auf der Fußkurve definiert, d.h. ihre Position wird durch die relative Bogenposition vorgegeben. Die Koordinaten der Referenzpunkte bezogen auf den Zahnradmittelpunkt werden automatisch mit jeder Modellregeneration in Creo Parametric zusammen mit den eingestellten Verzahnungs- und Werkzeugparametern in die Excel-Datei geschrieben. Der Flankengenerator erzeugt eine zusätzliche Textdatei, in die die Punkte des wälzgefrästen Zahnfußes aus dem CAD-Modell und die Punkte des Flanken- und Kopfbereichs aus der analytischen Betrachtung hineingeschrieben werden. Steht die graphische Darstellung der Verzahnung im Vordergrund, so werden die eingelesenen Punkte im Skizziermodus von FreeCAD extrudiert.

7 Zusammenfassung

In diesem Artikel wurden die fertigungstechnischen Aspekte geradzahnter, evolventischer Stirnräder betrachtet, die nach dem Wälzprinzip entstehen. Als Voraussetzung für die FE-Untersuchungen wurde jeweils ein automatischer Glättungsmechanismus für Werkzeuge mit kreisförmiger und elliptischer Kopfausrundung mit den Mitteln der CAD-Software realisiert und in das Modell implementiert /9/. Durch die Verknüpfung des CAD-Modells mit der Excel-Analyse in Creo Parametric wurden die Punkte des Zahnfußbereichs exportiert. Durch Zusammenführen der Punkte aus der Datei für den formgefrästen Flanken- und Kopfbereich und aus der Excel-Datei für den wälzgefrästen entsteht eine neue Textdatei, welche in ein FEM- Programm eingelesen werden kann.

Der Fokus der gesamten Betrachtung berücksichtigt lediglich geradzahnte Stirnräder. Eine zukünftige Erweiterung auf Schrägverzahnungen wäre wünschenswert. Weiterhin wäre es im Zuge eines einfachen und möglichst unkomplizierten Prozesses der Geometrieerzeugung vorteilhaft, die Hüllschnittkonstruktion bzw. die Erzeugung der Fußkurve direkt in Excel oder in den Flankengenerator zu implementieren. Weiterhin können dann die Verzahnungen mit

allgemein zugänglicher bzw. nicht-kommerzieller Software realisiert werden. Wiederum nachteilig wäre jedoch die limitierte Flexibilität des Modells aufgrund einer mathematisch-analytischen Beschreibung der Geometrierzeugung.

8 Literatur

- /1/ Felten, K.: Verzahntechnik. Das aktuelle Grundwissen über Herstellung und Prüfung von Zahnrädern, 3.Auflage, Expert-Verlag, 2012
- /2/ Linke, H.: Stirnradverzahnung. Berechnung – Werkstoffe – Fertigung, 2. Auflage, Hanser 2009
- /3/ Schlecht, B.: Maschinenelemente. Getriebe-Verzahnungen-Lagerungen, Pearson Studium 2010
- /4/ Thämer, R.: Untersuchung der Hauptschnittkraft beim Wälzstossen von Geradstirnrädern, Dissertation RWTH Aachen, 1963
- /5/ Roth, K.: Zahnradtechnik. Stirnrad- Evolventenverzahnungen. Geometrische Grundlagen, Profilverschiebungen, Toleranzen, Festigkeit, 2. Auflage, Springer 2000
- /6/ DIN-Norm 867, Bezugsprofil für Evolventenverzahnungen an Stirnrädern, Februar 1987
- /7/ Zhang, Y.: Fertigungssimulation von Stirnrädern mit elliptischer Zahnfußverfahren im Abwälzverfahren, Diplomarbeit TU Clausthal, 2011
- /8/ Jong, H.de: Der Einfluss der Wälzgenauigkeit von Verzahnmaschinen auf die Fertigungsgenauigkeit und das Laufverhalten von Stirnradgetrieben, Dissertation RWTH Aachen, 1961
- /9/ Hansen, J.: Entwicklung eines Glättungsalgorithmus der Zahnfußkurve geradverzahnter evolventischer Stirnräder im Wälzverfahren, Bachelorarbeit TU Clausthal, 2014
- /10/ Arslan, G.: IMW-Flankengenerator, Institutsmitteilung 2013

Konstruktion von Recyclingmaschinen am IMW

Prumbohm, M.



Ein Schwerpunkt der TU Clausthal ist die Forschung hinsichtlich der Gewinnung und Behandlung von Sekundärrohstoffen. In diesem Zusammenhang wurde am Institut für Maschinenwesen ein Anlagenprinzip erdacht und die Funktionalität an Hand einer Versuchsanlage erfolgreich geprüft. An der Weiterentwicklung der Anlage sowie weiterer Themenstellungen im Zusammenhang mit Recyclinganlagen, wie beispielsweise einer systematischen Herangehensweise an das recyclinggerechte Konstruieren, wird gearbeitet.

The research on the extraction and treatment of secondary raw materials is a focus of the University of Technology Clausthal. Within this content, a system principle for the decomposition of Waste of Electrical and Electronic Equipment (WEEE) with a metallic cover was designed and has been tested successfully in its effectiveness. The further development of the system as well as additional issues of the recycling-topic like a systematical approach to the Design for recycling (DfR) are topics being in progress.

1 Hintergrund

Das Thema Recycling ist in Zusammenhang mit der Nachfrage global wachsender Märkte und den begrenzten Rohstoffvorkommen bereits seit geraumer Zeit im Fokus von Industrie und Forschung. Betrachtet man den Bereich der Wiederverwertung von elektronischen Altgeräten, gilt das Interesse in Zukunft auch seltenen und teuren Elementen wie beispielsweise Indium, Tantal und Gallium. Diese erfahren als wesentliche Bestandteile von Elektronikbauteilen bereits heute eine hohe Nachfrage. Die Rückgewinnung dieser Metalle ist daher aus wirtschaftsstrategischen Gründen von besonders hoher Bedeutung. Mit der aktuellen Zerkleinerungstechnik können diese, in den Geräten anteilig nur in geringen Mengen vorhanden, jedoch nicht geeignet aufgeschlossen werden. Die derzeitigen Rückgewinnungsquoten für Tantal und eine Reihe wichtiger anderer Sondermetalle allein aus Post-Consumer-Abfällen liegen daher bei unter 1 % /1/ und das, ob-

wohl z. B. 60 % des Tantals genau in diese Anwendungen (Kondensatoren für Elektronik-Bauteile) verbaut wird.

2 Recycling von Elektroschrott

Die herkömmliche Herangehensweise bei der Verwertung von ausgedienten Elektrogeräten sieht nach einer Erstbehandlung mit Erkennung, Sortierung und gegebenenfalls einer manuellen Demontage bei Großgeräten, die Zerkleinerung vor. Die so aufgeschlossenen Werkstoffe werden mit verschiedenen Verfahren sortiert und in den einzelnen Fraktionen der weiteren Verwertung zugeführt. /2/

Die bei der Zerkleinerung entstehenden Stofffraktionen lassen eine Rückgewinnung der erwähnten, wirtschaftsstrategisch wichtigen Rohstoffe nur eingeschränkt zu. Der Anteil dieser ist in den Bauteilen und folglich auch in den Masseströmen der zerkleinerten Komponenten schlicht zu gering.

Um dies zu umgehen und eine Aufkonzentration dieser Stoffe in den der Verwertung zulaufenden Massenströme zu erreichen, gibt es Ansätze des automatischen Zerlegens bzw. Demontage wie beispielsweise dem Querstromzerspaner und der Vorzerlegemaschine SB² /2/. Diese sind für eine automatisierte Zerlegung von spröden Bauteilen sehr gut geeignet. Metallisch umhüllte Bauteile, wie beispielsweise Festplatten, Schaltschränke oder KFZ-Radios und –steuergeräte lassen sich damit nur eingeschränkt öffnen, es kommt zu starken Verformungen der Blechhüllen, zu Einschlüssen und Verlust von Werkstoffen für die Wiedergewinnung. Der Unterschied zwischen dem Beanspruchungsverhalten der inneren Komponenten und der Bauteilhülle wird in Abbildung 1 deutlich.

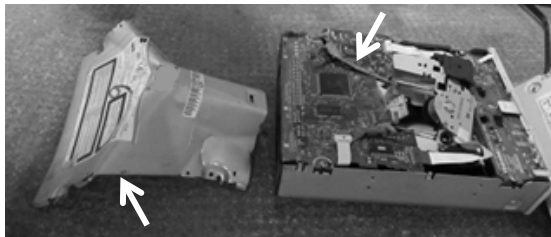


Abbildung 1: Einseitig geöffnetes CD-ROM-Laufwerk - die Pfeile kennzeichnen die stark verbogene Blechhülle (duktile) und die gebrochene Platine (spröde)

3 Konstruktion und Leistungsumfang

Um das beschriebene Problem zu lösen wurde, auf Anregung von Prof. Dr.-Ing. Daniel Goldmann, Leiter des Instituts für Aufbereitung, Deponietechnik und Geomechanik (IFAD) der TU Clausthal, mittels einer mehrstufigen konstruktionssystematischen Herangehensweise eine prinzipielle Versuchsanlage zur Zerlegung von metallisch umhüllten, elektronischen Bauteilen entwickelt, gebaut und erprobt. Der erdachte Ansatz zielt auf ein automatisiertes Zerlegen in einem kontinuierlichen Prozess hin.

Die bestehende „Anlage zur Zerlegung von Elektrobauteilen mit metallischer Außenhülle“, in ihrer ersten Ausführung (AZEMA I), dient zur Verifizierung des erdachten Prozesses. Als Referenzbauteile werden CD-ROM-Laufwerke aus Desktop-PCs von der Firma Electrocycling GmbH aus Oker freundlicherweise bereitgestellt. Diese sind in großer Stückzahl verfügbar und sind im Aufbau sehr ähnlich und damit gut vergleichbar. Die Ergebnisse sind vielversprechend, wie in Abbildung 2 erkennbar ist, lässt sich die Bauteilhülle sauber und vollständig von den inneren Komponenten abtrennen. Dies geschieht in einem Prozessschritt. Aktuell lassen sich Bauteile aus mit einer Bauteilbreite $s \leq 42$ mm der Anlage zuführen und öffnen. Auch für Festplatten und Diskettenlaufwerke lassen sich zufriedenstellende Ergebnisse erzielen.

Die Versuchsanlage wurde auf Basis einer Vorauslegung und Abschätzungen unter Verwendung vorhandener Bauteile gebaut. Neben dem eigentlichen Prozess müssen sämtliche Begleitabläufe, wie die Zuführung, das Abstreifen von Bauteilresten sowie die Größeneinstellung manuell und im abgeschalteten Zustand erfolgen.

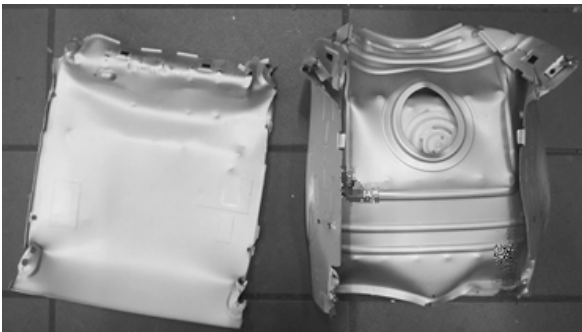


Abbildung 2: Geöffnete und separierte Bauteilhülle eines CD-ROM-Laufwerkes

4 Ausblick

Nachdem der erste Schritt der Prozessverifizierung erfolgt ist, geht es im Weiteren darum, den Leistungsumfang des Prozesses in einer zweiten Anlage zu erweitern und die auftretenden Beanspruchungen zu dokumentieren und für die beanspruchungsgerechten Konstruktion einer Folgeanlage zu berücksichtigen. Ziel ist die automatische Zerlegung von metallisch umhüllten Bauteilen aller Art, Formen und Größen, insbesondere aus dem Automobilbereich ohne manuell notwendige Einstellarbeiten. Das vorgestellte erste Projekt „AZEMA I“ im Bereich der Recyclingmaschinen am IMW wird in Zusammenarbeit mit einem Partner aus der Industrie sowie dem IFAD fortgeführt.

Der Themenbereich der Konstruktion von Recyclingmaschinen wird durch eine systematische Betrachtung der recyclinggerechten Produktgestaltung begleitet. Hierbei liegt der Fokus auf der Schaffung von Möglichkeiten der frühzeitigen und systematischen Einbeziehung der bestehenden Regeln zum recyclinggerechten Konstruieren.

5 Zusammenfassung

Das Institut für Maschinenwesen beschäftigt sich mit der Konstruktion von Recyclingmaschinen. Vorgestellt wird ein Beispiel der Entwicklung einer Anlage zur automatisierten Demontage von metallisch umhüllten, elektronischen Altprodukten. An Hand von CD-ROM-Laufwerken als Referenzbauteile wird das Wirkprinzip geprüft und die weiteren, noch ausstehenden Entwicklungsschritte werden vorgestellt. Zusätzlich wird ein kurzer Überblick über weitere Arbeitsbereiche des Instituts in diesem Themenbereich genannt.

6 Literatur

- /1/ Graedel, T.; Allwood, J.; Birat, J.-P.; Reck, B.; Sibley, S.; et al.: Recycling Rates of Metals – A Status Report, A Report of the Working Group on the Global Metal Flows to the International Resource Panel. United Nations Environment Programm (UNEP), Paris, 2011
- /2/ Martens, H.: Recyclingtechnik, Spektrum Akademischer Verlag Heidelberg, 2011

Standortübergreifende Produktentwicklung im Rahmen der NTH

Langenbach, J.; Lohrengel, A.; Deiters, A.; Lachmayer, R.; Inkermann, D.; Vietor, T.

Innerhalb eines NTH-Top-Down-Projektes haben die Partner Studenten aktiv und praktisch an die Herausforderungen der standortübergreifenden Entwicklung herangeführt. Die dabei gewonnenen Kenntnisse bilden die Basis für Vorlesungsmodule und geplante, gemeinsame Vorhaben.



Within the NTH-Top-Down-Project the partners improved the education through distributed development projects, done by students. The results are transferred into common lectures and are also the basis for additionally planned activities.

1 Einleitung

Die Trends der sinkenden Produktlebenszeiten und der steigenden Produktkomplexität verändern die Produktentwicklung nachhaltig. Eine Reaktion auf diese Trends ist die Unternehmensübergreifende Entwicklung. Hierdurch steht innerhalb eines Entwicklungsprojektes das notwendige und sehr vielfältige Know-How zur Verfügung, die Aufgabe erfolgreich zu lösen. Ferner sind oft nur auf diesem Wege ausreichend personelle Ressourcen für die Erledigung des Auftrages verfügbar. Um die verteilte Entwicklung jedoch effizient zu betreiben, müssen organisatorische und methodische Hilfsmittel eingesetzt werden. Das NTH-Top-Down-Projekt „Rechnergestützte Produktentwicklung“ verfolgte das Ziel, Studenten dieses Wissen durch praktische Anwendung zu vermitteln. Aufbauend auf dieser Basis soll die Thematik der verteilten Entwicklung langfristig in der Lehre gestärkt werden. An diesem Projekt beteiligten sich das Institut für Produktentwicklung und Gerätebau (IPeG) der LUH, das Institut für Konstruktionstechnik (IK) der TU Braunschweig und das Institut für Maschinenwesen.

Die Realisierung des Projektes gliederte sich in 4 Phasen. Zunächst wurden die eingesetzten Werkzeuge ausgewählt und eingerichtet. Dies umfasste das PDM-System Teamcenter und Adobe Connect für Webkonferenzen, wie auch ein Forum und ein Wiki.

2 Pilotprojekte

Im Rahmen des ersten Pilotprojektes erarbeiteten die Studenten mit Hilfe der bereitgestellten Infrastruktur einen mobilen Solar-Stirlingmotor mit Generator für die Stromerzeugung. Wie in Abbildung 1a dargestellt, arbeitete dabei jeder Standort an einem Subsystem des Gesamtsystems. Daher bestand die standortübergreifende Kommunikation hauptsächlich aus der Konzeptfindung und der Abstimmung der Schnittstellen. Die vermeintliche Unabhängigkeit der Subsysteme führte jedoch zu nicht abgestimmten Vorstellungen über die grundsätzliche Gestalt des Produktes, so dass im Nachhinein einige Inkompatibilitäten zu beheben waren. Das in einem Prototypen umgesetzte Konzept ist dennoch ein sehr gutes Ergebnis (s. Abbildung 2).

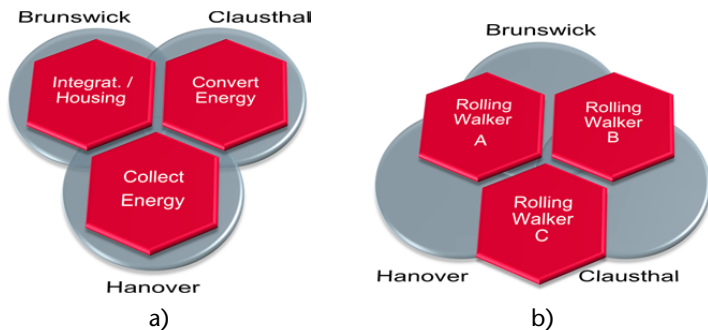


Abbildung 1: Arbeitsteilung während des ersten (a) und des zweiten (b) Pilotprojektes /1/

Aus diesem Grund erfolgte eine Veränderung der Arbeitsteilung für das zweite Pilotprojekt (s. Abbildung 1b). In diesem entwickelten je zwei Studenten von unterschiedlichen Standorten, gemeinsam eine Gehhilfe mit einer spezifischen Ausprägung. So entstanden drei unterschiedliche Konzepte für Gehhilfen. Bei diesem Projekt fand die Kommunikation wesentlich kontinuierlicher statt. Allerdings trat hier die Kulturell sehr heterogene Teamstruktur deutlich zu Tage, die die unterschiedlichen Vorkenntnisse der Teilnehmer noch verstärkte. Das Ergebnis dieses Projektes sind CAD-Modelle und Rapid-Prototyping-Modelle der fahrbaren Gehhilfen (s. Abbildung 3).



Abbildung 2: Prototyp des Solar-Stirling-Motors



Abbildung 3: CAD-Modelle und Rapid-Prototyping-Modell einer fahrbaren Gehhilfe als Arbeitsergebnisse des zweiten Pilotprojektes

3 Projektergebnisse

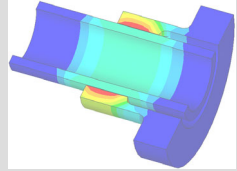
Auf den Ergebnissen der beiden Pilotprojekte aufbauend wurden Vorlesungsmodulare entwickelt, die für die Themen Cross Enterprise Engineering und Produktdatenmanagement an allen drei Standorten eine einheitliche Basis bieten. Ferner wurde ein Leitfaden entwickelt, mit deren Hilfe die wissenschaftlichen Mitarbeiter schnell universitäts- und standortübergreifende Studentenprojekte implementieren können.

Langfristig sollen die erarbeiteten Erkenntnisse und Inhalte weiter in die Lehre einfließen. Daher verfolgen die drei Institute die Etablierung eines gemeinsamen PDM-Praktikums sowie die Umsetzung eines gemeinsamen Kolloquiums zum Thema „Integrierte Produktentwicklung in multilokalen Unternehmensnetzwerken“.

4 Literatur

- /1/ Langenbach, J.; Deiters, A.; Hortop, A.; Lachmayer, R.; Lohrengel, A.; Vietor, T.: Improving Engineering Education Through Distributed Development Projects; The 16th International Conference on Engineering & Product Design Education, 4. und 5. September 2014 in Enschede, ISBN 978-1-904670-55-1

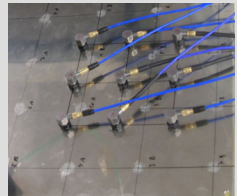
Konstruktion und Berechnung von
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und
Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte



Neue Prüftechnik am IMW

Mänz, T.; Schäfer, G.

Das Prüffeld des IMW hat sich im ausklingenden Jahr wiederum um einige interessante Prüfeinrichtungen erweitert. Für die Prüfung Drehmoment belasteter Maschinenelemente stehen jetzt ein weiteres Resonanzsystem und zwei weitere servohydraulische Systeme zur Verfügung. Für den universellen Einsatz bei Messaufgaben der Beanspruchungsermittlung konnten acht weitere Messkanäle ergänzt werden und für die Messung der Seilquerschnittsgeometrie konnte ein Lasermesssystem beschafft werden.



The Institute's test bay was enlarged by one resonance, two hydraulic test systems and one laser scanning measurement system. With this additional equipment IMW is able to realise a lot of new dynamic tests applications on machine elements.

1 Übersicht

Das IMW betreibt seit vielen Jahren erfolgreich die Auslegung von Maschinenelementen durch die parallele Nutzung leistungsstarker numerischer Simulationswerkzeuge und der experimentellen Validierung. Speziell Drehmoment belastete Maschinenelemente können in einem weiten Parameterbereich auch unter Zusatzlasten geprüft werden. Der Drehmomentbereich erstreckt sich inzwischen von einzelnen Newtonmetern bis hoch zu 500 kNm (dynamisch, siehe separater Beitrag in diesem Berichtsband), es können Drehzahlen bis 40.000 U/min, Temperaturen von -70°C bis 300°C und überlagerte Quer- und Axialkräfte realisiert werden. In diesem Konzept wurden aktuell eine 20 kN-Resonanzprüfmaschine von SincoTec und eine servohydraulische 100 kN Prüfmaschine von MTS ergänzt. Für die universelle Betriebs- und Prüflastmessung wird u.a. ein CRONOSflex von IMC eingesetzt, der um weitere 8 Kanäle ergänzt werden konnte. Für spezielle Messungen der Ovalisierung von laufenden Seilen wurde ein dreifaches Laserprofilmesssystem scanCONTROL von MICRO EPSILON beschafft.

2 Resonanzprüfmaschine SincoTec

Zusätzlich zu den bewährten Prüfständen, die am IMW für dynamische Untersuchungen zur Verfügung stehen, wurde eine 20 kN-Prüfmaschine der in Clausthal ansässigen Firma SincoTec angeschafft. Diese nutzt zur Erzeugung der aufzubringenden dynamischen Lasten das Resonanzprinzip. Im oberen Teil der in Abbildung 1, links dargestellten Maschine werden Unwuchtmassen mit einem Asynchronmotor angetrieben. Dabei wird die Frequenz so geregelt, dass sie im ansteigenden Ast der Resonanzfrequenz des Versuchsaufbaus liegt und die Belastung auf die Probe dem Vorgabewert entspricht. Vorteil bei diesem Aufbau ist, dass trotz kleiner Unwuchtmassen große dynamische Lasten aufgebracht werden können. Gleichzeitig ist der Energieverbrauch sehr gering und die Prüffrequenz ist, abhängig von der Steifigkeit des Versuchsaufbaus, sehr hoch. Mittels Spindeln kann die dynamische Last mit einer statischen Mittellast überlagert werden.

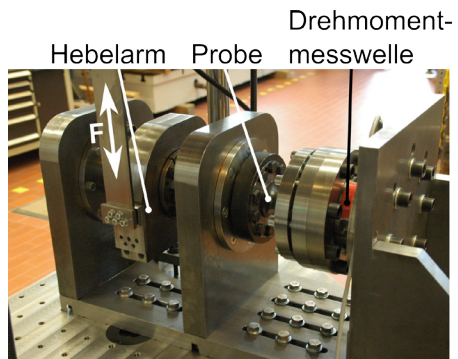
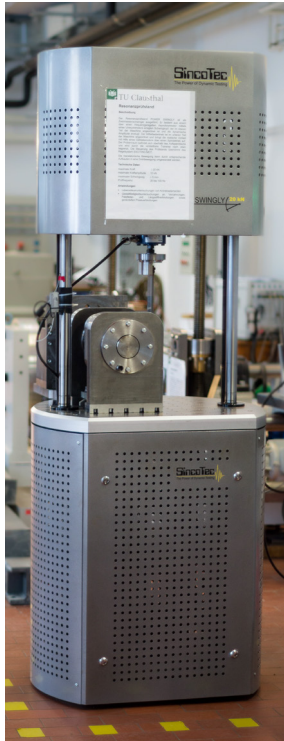


Abbildung 1: Links: Resonanzprüfmaschine, rechts: Aufbau für Torsionsuntersuchungen

Die Maschine wurde mit einer umfangreichen Softwareausstattung u.a. für die Durchführung von verschiedenen Lastkollektiven und statischen Zugversuchen ergänzt. Damit wird eine effektive Versuchsdurchführung und –auswertung erleichtert. Die maximale Prüfkraft beträgt ± 20 kN bei einer maximalen Kraftamplitude von 10 kN und einem Schwingweg von ± 5 mm.

2.1 Umsetzung als Torsionsprüfstand

Da die Prüfmaschine Linearbewegungen erzeugt, wurde der Versuchsaufbau in Abbildung 1, rechts konstruiert. Dieser wandelt die erzeugten Kräfte in ein Drehmoment um. Die Drehmomentmesswelle, welche die IST-Belastungen erfasst und deren Messwert als Regelgröße genutzt wird, sitzt an der Festseite im Prüfstrang. Damit wird sichergestellt, dass keine Messfehler durch eine Beschleunigung der Drehmomentmesswelle entstehen. Die so aktuell laufende Prüffrequenz beträgt 40...60 Hz, bei einem maximalen Drehmoment von 2300 Nm.

3 Servohydraulischer Prüfrahmen MTS

Für höhere Lastanforderungen bezüglich Kraft und Weg, wurde ein 100 kN Prüfrahmen von MTS mit dem dazugehörigen Regler FLEXTES 60 und ein leistungsstarkes Hydraulikaggregat beschafft. Der Regler und das Hydraulikaggregat erlauben gleichzeitigen den Betrieb weiterer Prüfachsen, wie den großen 500 kNm Prüfstand oder auch unseren bewährten Torsionspulser von GAT (Glyco Antriebstechnik), mit dem wir bereits viele Untersuchungen an Zahnwellenverbindungen und Innenhochdruck gefügten Verbindungen gefahren haben.

Durch die servohydraulische Betriebsweise können mit dem 100 kN-Rahmen beliebige Lastfunktionen gefahren werden. Die Lastregelung kann kraft/drehmoment- und wegabhängig oder auch kombiniert erfolgen. Durch den im Vergleich zur Resonanzmaschine großen Schwingweg von ± 150 mm können auch sehr elastische Bauteile wie lange Wellen und Kupplungen geprüft werden. Für die Wandlung der linearen Prüflast in die Torsionslast wird eine dem zuvor bereits vorgestellten Versuchsaufbau entsprechende Konstruktion verwandt. Die erreichbaren Drehmomente liegen damit im Bereich von 20 kNm.

4 Messverstärkererweiterung

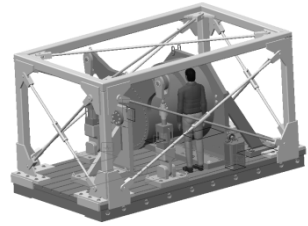
Für die Messung mechanischer Beanspruchungen, in Form von Bauteil deformierungen oder Schwingungen, stehen am IMW Systeme von HBM, Peekel, OROS und IMC zur Verfügung, siehe dazu auch das Kapitel „Ausstattung“ am Ende dieses Bandes. Für Messungen mit mittlerer Kanalzahl und hoher Abtastrate werden am IMW Messsysteme ohne Multiplexer eingesetzt. Neben dem bereits länger erfolgreich im Einsatz befindlichen AUTOLOG 3000 von Peekel mit 18 Kanälen, ist ein CRONOSflex System von IMC im Einsatz, dass in diesem Jahr um weitere acht Kanäle auf jetzt 24 universelle Kanäle für Spannungen, DMS und ICP-Sensoren erweitert werden konnte. Mit einer Abtastrate von 100 kHz können Schwingungen und Belastungsdehnungen hochdynamischer Vorgänge zuverlässig aufgezeichnet und analysiert werden.

5 Laser-Scanner zur Profilmessung

Für die berührungslose Messung des Seilquerschnitts und seiner aktuellen Verformungen beim Einlauf auf die Trommel wurde ein System aus Laser-Scannern von MICRO-Epsilon beschafft. Durch die Anordnung von drei Messköpfen jeweils um 120° versetzt am Umfang, ist eine vollständige kontinuierliche Messung des Seilquerschnitts möglich. Die Verformungen des Seilquerschnitts beim Einlauf auf die Trommel haben einen Einfluss auf das Verschleiß- und Wickelverhalten der Seile. Speziell für die Untersuchungen wurde dieses System jetzt beschafft. Der Messkopf ist für Seildurchmesser von 8 bis 50 mm geeignet. Mit einer Messgeschwindigkeit im kHz-Bereich und einer Messgenauigkeit von unter 5 µm ist das System allen gängigen Messanforderungen im Seilbereich gewachsen.

Die Messköpfen lassen sich natürlich auch für verschiedene andere Messaufgaben nutzen, so können auch Zahnprofile recht einfach vor Ort besonders bezüglich der vorhandenen Fußausrundung gemessen werden, was eine wesentliche Information für die Festigkeitsbeurteilung von Passverzahnungen ist. Ebenso sind vielfältige berührungslose Kanten-, Spalt- oder Profilmessungen möglich, womit elastische Verformungen an Bauteilen ermittelt werden können. So sind z.B. auch Relativverdrehungen zwischen Bauteilen einer Welle als Umfangsverschiebungen analysierbar.

Entwicklung eines dynamischen Torsionsprüfstands mit 500 kNm Prüfdrehmoment



Jakob, M.;

In Anlehnung an die erfolgreichen Konzepte der bereits am IMW vorhandenen Torsionsprüfstände ist die Prüftechnik erneut erweitert worden. Der neue Prüfaufbau ist nunmehr in der Lage, große Prüflinge dynamisch mit einem Torsionsmoment bis zu 500.000 Nm zu beaufschlagen.

Based on the successful experience of torsion test stands, there has been an addition to the testing systems this year. The new test rig allows the dynamic testing of large specimen with a torsional moment up to 500.000 Nm.

1 Anforderungen

Im Rahmen eines Industrieprojektes wird die Dauerfestigkeit einer Seiltrommel (Durchmesser > 1100 mm) überprüft. Dazu soll ein schwellendes Torsionsmoment von bis zu 400.000 Nm und ein schwellender Manteldruck von etwa 20 MPa dynamisch aufgebracht werden.

2 Konzept und Konstruktion

Die Trommel ist auf einer Seite fest eingespannt. Die andere Trommelseite ist an einem Flansch befestigt, der wiederum auf einer Welle gelagert ist. Das Torsionsmoment wird über zwei Hebel mit zwei 250 kN starken Hydraulikzylindern aufgebracht. Ein hydraulisches Spannelement simuliert den Manteldruck, der normalerweise über die Seileinschnürung entsteht. Ein auf die Aufspannplatte verschraubter Verspannungsrahmen sorgt für die notwendige Torsionssteifigkeit des Gesamtaufbaues.

3 Umsetzung des Prüfstandes

Die Dimensionen (Abmaß: 4,5 m x 2 m x 2,5 m) des Prüfstandes stellen an das Institut neue Herausforderungen. Die Aufspannplatte wurde auf Grund Ihrer Größe extra für das Institut gefertigt. Um die Aufspannplatte in die Halle zu transportieren, musste die Türzarge erweitert werden. Im Keller wurde ein Fundament gegossen, um den Hallenboden für das Gesamtgewicht von etwa 30 Tonnen abzustützen. Eine Lagerung des Gesamtaufbaues auf Luftfedern schützt das Gebäude vor den entstehenden niederfrequenten Schwingungen. Um den passenden Manteldruck zu erzeugen, soll das Spannelement möglichst eng anliegen, gleichzeitig aber auf die Trommel montierbar sein. Die verwendete Toleranz e7 der Trommel erlaubt ein Abmaß von gerade einmal -0,3 bis -0,195 mm auf den Außendurchmesser der Trommel.

Für den Prüfaufbau wurde ein neues Komponentenprüfsystem der Firma MTS angeschafft. Ein Hydraulikaggregat mit 200 l/min und 21 MPa versorgt die Zylinder und das Spannelement mit dem benötigten Druck. Eine MTS Mess-, Steuer- und Regeleinheit mit je 16 digitalen und je 8 analogen Ein- und Ausgängen, mit Anschlussmöglichkeiten für die Hydraulikzylinder, Kraft- und Wegensensoren sowie für acht DMS Brücken erlaubt die komplette Versuchsführung mit einem einzigen Softwaresystem.

Noch im Dezember sind erste Testläufe vorgesehen, der eigentliche Versuch findet voraussichtlich Ende Januar statt.

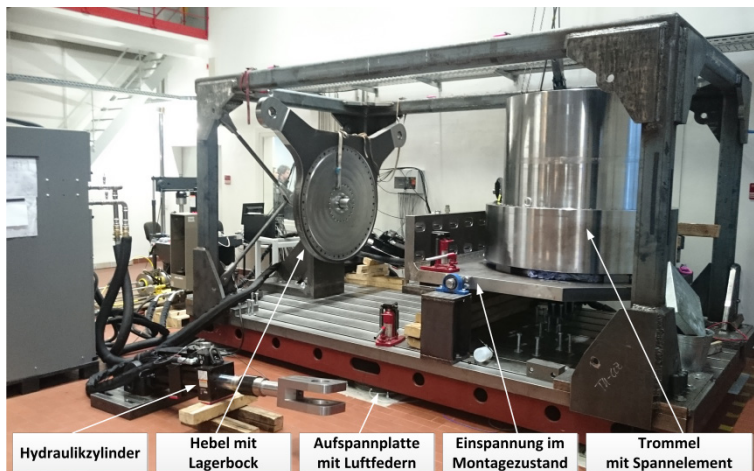
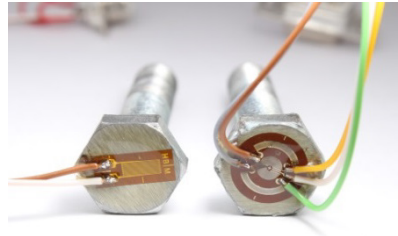


Abbildung 1: Prüfstand in der Aufbauphase

Möglichkeiten zum Erfassen der Schraubenvorspannung mit Dehnungsmessstreifen



Hofmann, S.

Für die Messung der Schraubenvorspannung mit Dehnungsmessstreifen (DMS) im Versuch und laufendem Betrieb existieren mehrere gebräuchliche Möglichkeiten. Eine besonders rückwirkungsfreie Möglichkeit ist die Vorspannung über auf dem Schraubenkopf installierte DMS zu messen.

There exist several usual methods of measuring the bolt pretension with the use of strain gages in experiment and during operation. An extraordinary repercussion free possibility is to measure the preload by using bolt head installed strain gages.

1 Einleitung

Für die Untersuchung von Schraubverbindungen sowie für die Überwachung im laufenden Betrieb ist die möglichst genaue Kenntnis der wirksamen Schraubenvorspannung von großer Bedeutung. Für die Messung der Schraubenvorspannung mit Dehnungsmessstreifen (DMS) gibt es mehrere Verfahren. So kann die Dehnung z.B. durch spezielle Axial-DMS gemessen werden, welche in einer zentrischen Bohrung in die Schraube eingebracht werden. Oder es können auf einem entsprechend verjüngten Schraubenschaft DMS installiert werden, wobei bei diesem Verfahren die Anschlussdrähte der DMS durch den Schraubenkopf geführt werden müssen.

Diesen beiden genannten Verfahren ist gemein, dass die Schraube im tragenden, verspannten Teil modifiziert werden muss und somit geschwächt wird. Weiterhin sind diese Verfahren auf größere Schraubengrößen (in der Regel $> M8$) beschränkt. Soll die Schraubenvorspannung mit minimaler Veränderung der Schrauben bzw. auch bei kleinen Schraubengrößen ($< M6$) gemessen werden, so bietet sich eine Messung durch auf den geplanten Schraubenkopf installierte DMS an. Dieses Verfahren wurde bereits von /1/ beschrieben und wurde am IMW nachvollzogen.

2 Verfahren

Zuerst wurden die Köpfe der zu untersuchenden Schrauben geplant und auf dem geplanten Schraubenkopf DMS installiert. Sinnvollerweise ist hierbei das Verfahren auf Sechskantschrauben zu beschränken. In Anlehnung an /1/ wurden Versuche mit auf dem Schraubenkopf installierten Membranrosetten-DMS und Linear-DMS durchgeführt. Hierzu wurden in ersten Versuchen M10-Schrauben mit entsprechenden DMS versehen und gegen eine Ringkraftmessdose als Referenzkraftaufnehmer verspannt. Der Aufbau der verwendeten Kalibriereinrichtung mit Kraftmessdose (Positionsnummer 1) ist in Abbildung 1 dargestellt.

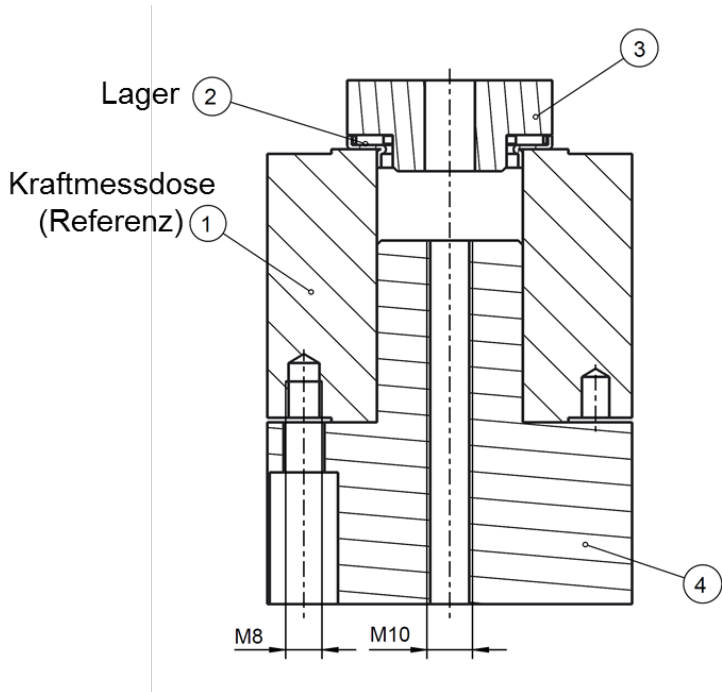


Abbildung 1: Kalibriereinrichtung für DMS-Messschrauben

Durch das Lager (Positionsnummer 2) kann die Schraube torsionsfrei angezogen werden. Weiterhin wird hierdurch die Kraftmessdose vor mechanischer Beschädigung geschützt. Durch die DMS auf dem Schraubenkopf wird die membranartige Durchbiegung des Schraubenkopfes als Maß für die Schraubenvorspannung genutzt

und somit diese messbar gemacht. Die Membran-Rosette besteht aus 4 einzelnen Messgittern, die in einer Vollbrücke verschaltet wurden. Der Linear-DMS wurde als Viertelbrücke verschaltet, für spätere Versuche sollte der Linear-DMS mit einem weiteren baugleichen Kompensations-DMS zur Halbbrücke ergänzt werden, um Störeinflüsse wie die Temperatur ausschalten zu können und stabilere Langzeitmessungen zu ermöglichen.

3 Ergebnisse

Für die mit Membran-DMS versehene Schraube ergibt sich eine ausreichend reproduzierbare Empfindlichkeit (siehe Abbildung 2) mit einer mittleren elektrischen Empfindlichkeit von

$$S_{\text{Membran}} = 0,021 \frac{\text{mV}}{\text{V}} \cdot \frac{\text{V}}{\text{kN}} \quad . \quad 3.1$$

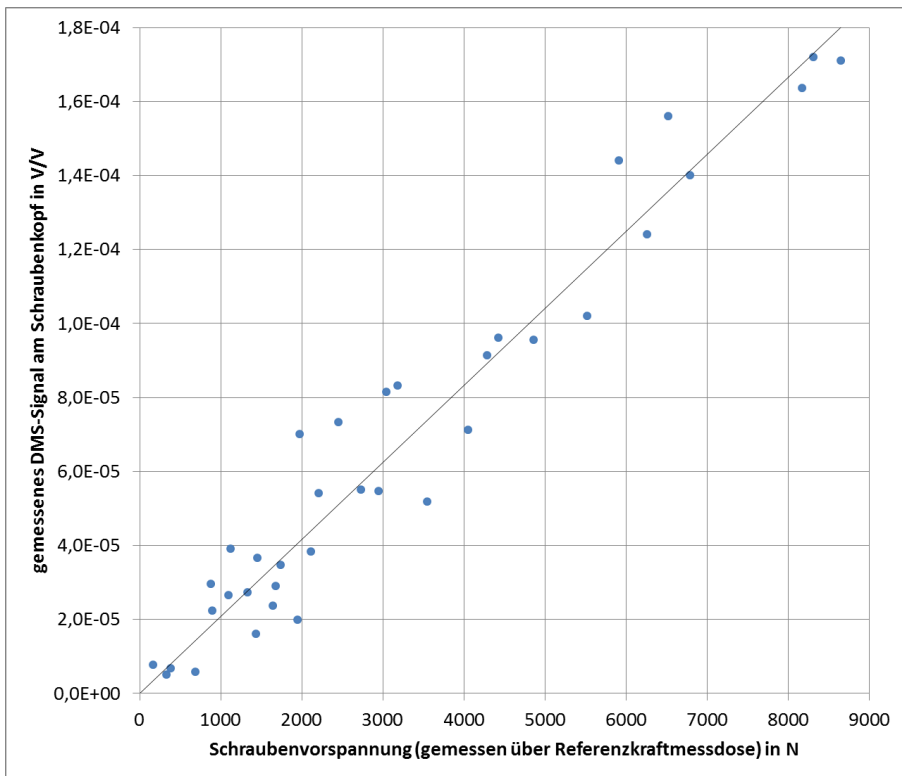


Abbildung 2: Empfindlichkeit Membran-DMS

Für die mit Linear-DMS aufgebaute Messschraube ergibt sich ebenfalls eine ausreichend reproduzierbare elektrische Empfindlichkeit (siehe Abbildung 3) mit einer mittleren elektrischen Empfindlichkeit von

$$S_{\text{Linear}} = 0,023 \frac{\text{mV}}{\frac{\text{V}}{\text{kN}}} \quad . \quad 3.2$$

Für die Messschraube mit Linear-DMS ergab sich jedoch eine größere Streuung in den einzelnen Messergebnissen und ein deutlich schlechteres Hystereseverhalten. Weiterhin ergab sich für den Messaufbau mit einem Linear-DMS eine leichte Nichtlinearität im Signalverlauf, besonders bei höheren Vorspannungen.

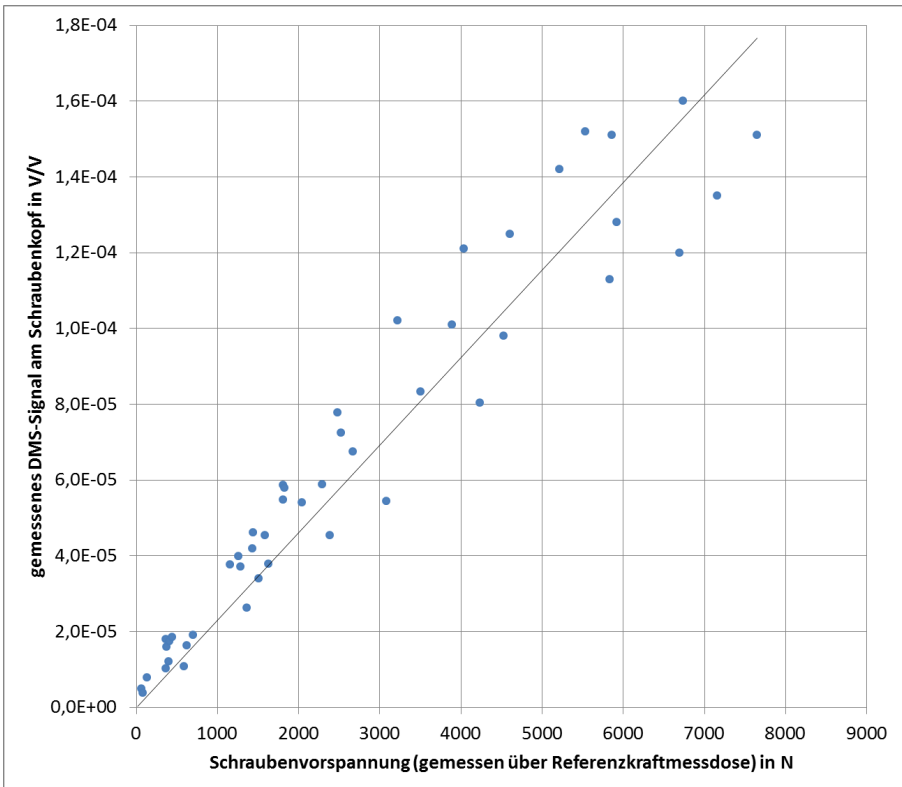


Abbildung 3: Empfindlichkeit Linear-DMS

Beide DMS-Typen reagieren auf das Anziehen der Schrauben (im untersuchten Fall durch einen Ringschlüssel), wobei der Linear-DMS weniger empfindlich auf das Anziehen reagiert als die Schaltung mit

Membran-DMS. In Abbildung 4 ist der Verlauf des gemessenen DMS-Signals am Schraubenkopf im Vergleich zu der durch die Kraftmessdose aufgezeichneten Schraubenvorspannung (Referenz) am Beispiel des Membran-DMS aufgezeichnet. Zu erkennen sind die infolge des Anziehens der Schraube entstehenden Spitzen, welche das gemessene DMS-Signal gegenüber dem Referenzsignal verfälschen. Das Verfahren ist jedoch für quasi-statische Messungen, wie sie während des Betriebs mit bereits angezogenen Schrauben auftreten, gut geeignet.

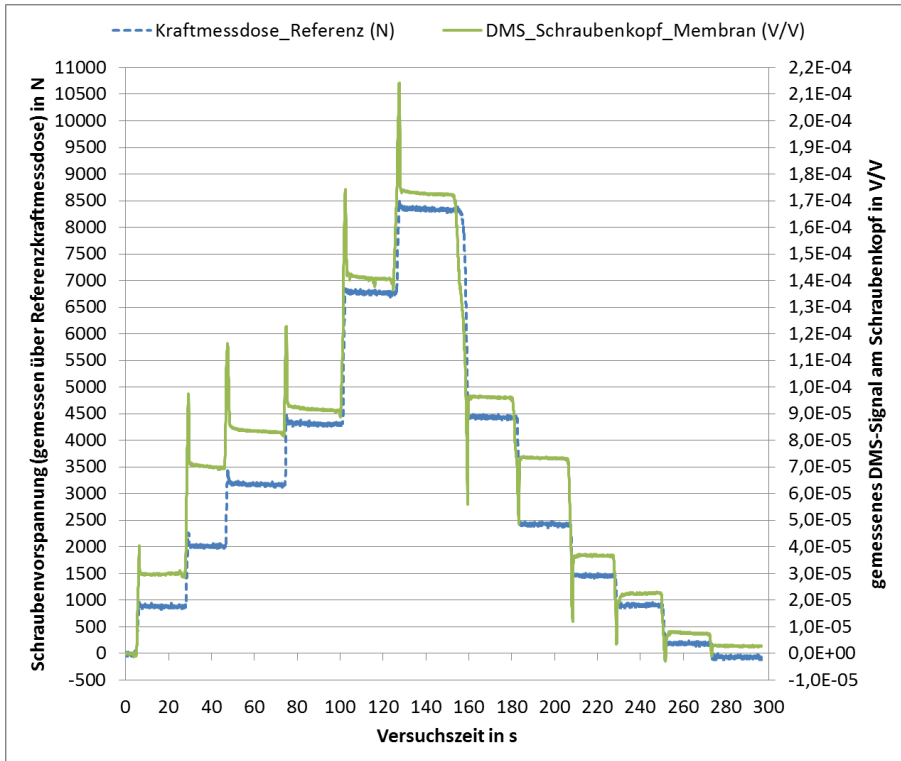


Abbildung 4: Messsignal mit Membran-DMS gegenüber Schraubenvorspannung als Zeitverlauf

4 Zusammenfassung

In dem vorliegenden Artikel wurde ein Verfahren zur Messung der Schraubenvorspannung durch auf den geplanten Schraubenkopf installierte DMS nachvollzogen. Die Ergebnisse decken sich hierbei mit den Ergebnissen aus /1/. Sowohl die verwendeten Membran-DMS als Vollbrücke, als auch die Linear-DMS als Viertelbrücke weisen hierbei eine ausreichende elektrische Empfindlichkeit auf. Somit ist das Messverfahren für die Messung der Schraubenvorspannung im Betrieb geeignet. Die Vorteile des Verfahrens sind, dass die Einspannverhältnisse und die Widerstandsmomente der Schrauben durch das Messverfahren unverändert bleiben. Das Messverfahren kann somit quasi rückwirkungsfrei angewendet werden. Ein weiterer Vorteil ist, dass das Verfahren auch auf sehr kleine Schraubengrößen angewendet werden kann. Die einzige Einschränkung ist hierbei, dass ein DMS auf den entsprechend geplanten Schraubenkopf Platz findet.

5 Literatur

- /1/ Hauhoff, J.; Wunsch, D.: Schädigungsmechanismen bei kreuzverzahnten Flanschverbindungen. FAT Schriftenreihe Nr. 110, 1994

Das Seil unter Querbelastung – Querelastizitätsuntersuchungen am IMW im Vergleich zur Norm ISO 16839



Schulze, M.; Wächter, M.

Das Verformungsverhalten von (Draht-)Seilen unter Querkraft lässt sich sowohl nach der Norm ISO 16839 ermitteln als auch nach einer Methode, die am Institut für Maschinenwesen (IMW) eingesetzt wird. Die beiden Methoden haben unterschiedliche Ansätze zur Nachbildung der Situation des Seils in der Mehrlagenwicklung der Seiltrommel.

In diesem Artikel werden beide Methoden beschrieben und exemplarische Ergebnisse vorgestellt und verglichen. Weiterhin wird gezeigt in wieweit sich aus den Messwerten aus den ISO 16839 Versuchen die Querelastizität nach IMW Methode errechnen lässt.

The deformation of (wire-)ropes under lateral load can be examined in different ways. The first method is described in the ISO 16839. The second method is performed by the Institute of Mechanical Engineering (IMW). The setup of the rope in the multilayer spooling of the drum was reproduced in different ways.

The article describes the test procedures and gives examples of the results. Afterwards the results of the ISO 16839 tests will be compared to these of the IMW tests. Finally it is described if it is possible to transform the measured values from the ISO 16839 test to a lateral stiffness using the IMW method.

1 Einleitung

Es soll dargestellt werden, was es für Möglichkeiten gibt, die Verformung von Draht- und / oder Faser- und Hybridseilen unter Querkraft zu messen. Dazu wird auf die Berechnung der Verformung nach ISO 16839 /1/ und auf die Methode der Querelastizitätsermittlung am IMW eingegangen.

Für die Bestimmung der Belastungen und der daraus resultierenden Beanspruchungen von Seiltrommeln ist es notwendig, die Querelastizität der aufgespulten Seile zu kennen. Während der wichtige Seilpa-

parameter der Längselastizität in der Regel von den Seilherstellern ermittelt wird, ist die Querelastizität der Seile häufig unbekannt. Für den Festigkeitsnachweis einer Seiltrommel ist das Wissen sowohl um die Längs- als auch die Querelastizität von Nöten.

In beiden Verfahren wird nachgebildet, wie sich das Seil um die Trommel legt. Zu beachten sind dabei unterschiedliche Kontaktsituationen zwischen den Umschlingungen, wenn mehrlagig gespult wird. Dies folgt daraus, dass das Seil ab der zweiten Lage die Umschlingungen der vorherigen Lage kreuzen muss (Abbildung 1).

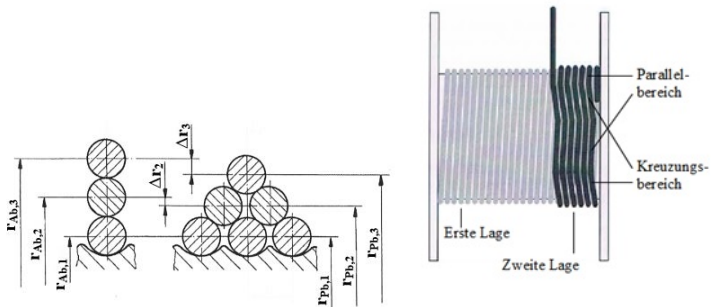


Abbildung 1: Kreuzungs- (links) und Parallelbereich (Mitte) im Querschnitt /2/ und auf der Seiltrommel (rechts) /3/

2 ISO 16839

Die ISO 16839 /1/ hat das Ziel, die Verformung von Drahtseilen in der Mehrlagenwicklung zu bestimmen.

Der Versuchsaufbau nach ISO 16839 bildet dazu die Situation des Seils im Parallelbereich nach. Abbildung 2 zeigt den Querschnitt des pyramidal aufgebauten Seilpaketes mit den Kontaktstellen zwischen dem Seil und den benachbarten Umwicklungen. Wie zu erkennen ist, wird der Druck an vier Stellen auf das betrachtete Seilstück übertragen.

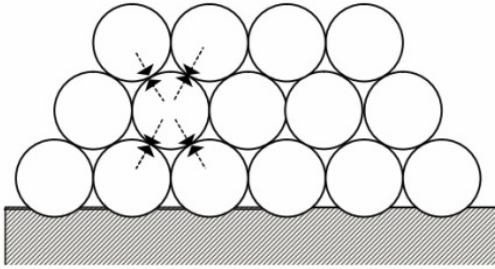


Abbildung 2: Seilquerschnitt mit Stellen der Kraftübertragung /1/

Um diese Kontaktsituation nachzubilden, sind Prüfbacken nach Abbildung 3 vorgeschrieben. Durch die V-förmige Nut wird das annähernd runde Drahtseil an den vier gewünschten Kontaktstellen berührt.

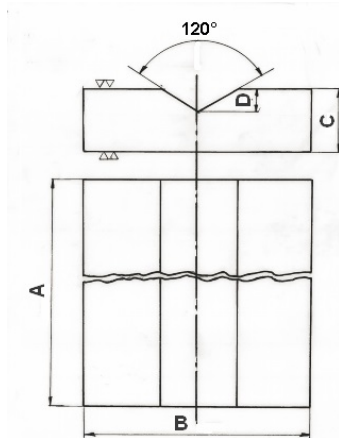


Abbildung 3: Prüfbacke nach ISO 16839 /1/

Den kompletten Versuchsaufbau zeigt Abbildung 4. Zwei der beschriebenen Prüfbacken werden gegenüberliegend an das Seil gelegt. Die Untersuchung findet ohne Längskraft im Seil statt.

Die maximale Querkraft F_Q , die auf das Seil aufgebracht werden soll, kann nach folgender Formel berechnet werden:

$$F_{Q-max} = \frac{P \cdot d_{nenn} \cdot A}{1000} [kN]. \quad 2.1$$

Dabei ist der Querdruck mit $P = 80 \text{ N/mm}^2$ anzunehmen. Der Seilnenndurchmesser d_{nenn} und die Länge der Prüfbacken A (vgl. Abbildung 3) werden in mm angegeben.

Die errechnete Querkraft wird mindestens mit 10 Zyklen aufgebracht.

Während der Aufbringung der Querkraft F_Q wird zum einen die Aufweitung des Seils in x Richtung gemessen. Dies muss an beiden Seiten des Seils erfolgen. Zum anderen wird gemessen, wie weit sich das Seil unter der Querkraft zusammendrückt.

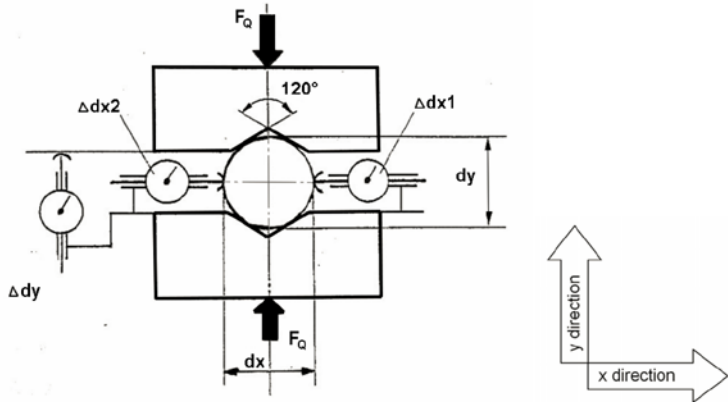


Abbildung 4: Versuchsaufbau nach ISO 16839 /1/

Als Ergebnis der Untersuchung kann der Verformungsgrad des Seils berechnet werden. Dazu werden zuerst die Istdurchmesser in x und y Richtung bestimmt:

$$dx = d_{nenn} + \Delta dx1 + \Delta dx2, \quad 2.2$$

$$dy = d_{nenn} - \Delta dy \quad 2.3$$

mit $\Delta dx1, \Delta dx2$ und Δdy den Messwerten der Wegaufnahme.

Der Verformungsgrad berechnet sich daraus wie folgt:

$$V = \left(\frac{dx}{dy} - 1 \right) \cdot 100\%. \quad 2.4$$

2.1 Ergebnisse exemplarischer Versuche

Nach den Vorgaben der ISO 16839 wurden vier Seile mit einem Durchmesser von 32 mm untersucht /4/. Die Prüfbacken wurden dazu entsprechend den Anforderungen gefertigt (vgl. Abbildung 3): $A = 200\text{ mm}$, $B = 96\text{ mm}$, $C = 32\text{ mm}$ und $D = 10,88\text{ mm}$.

Die Wegaufnehmer wurden bei 1% von $F_{Q-\max}$ genullt. Anschließend wurde die Querkraft ab 5% von $F_{Q-\max}$ in 5% Schritten erhöht.

Das Ergebnis ist so zu verstehen, dass ein hoher Wert bei der Verformung einer starken Veränderung der Istdurchmesser entspricht und somit einem elastischen Seil. Die Berechnung nach Formel 2.4 wird für jeden Schritt der Querkraft ausgeführt. Das Ergebnis ist in Abbildung 5 zu sehen.

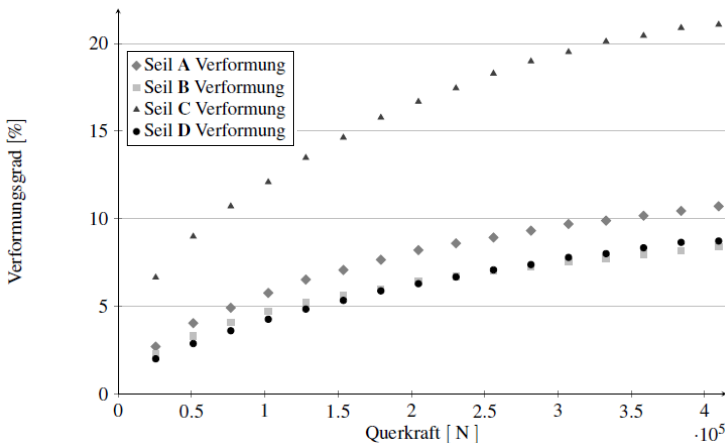


Abbildung 5: Verformungsgrad der untersuchten Seile /4/

Es zeigt sich, dass die Seile B und D sehr ähnliche Verformungseigenschaften aufweisen. Seil A hat eine etwas höhere Verformung, wohingegen Seil C eine deutlich erhöhte Verformung aufweist.

3 Quersteifigkeitsversuche am IMW

Die Quersteifigkeitsuntersuchungen am IMW haben zum Ziel, die Elastizität der Seile zu ermitteln. Dabei können Draht-, Faser- und Hybridseile untersucht werden. Ein wichtiger Aspekt bei der Untersuchung ist, dass die Seile mit der dem Einsatzfall entsprechenden Längskraft beaufschlagt untersucht werden.

Zu den Untersuchungen werden verschiedene Konfigurationen aus dem Seilpaket nachgebildet (Abbildung 6). Somit kann die Elastizität der Seile für den Parallel- und den Kreuzungsbereich ermittelt werden (vgl. Abbildung 6).

Für bekannte Seilkonstruktionen ist es später möglich, auf die vollständige Untersuchung zu verzichten und die Werte für Stapel- und Pyramidenanordnung aus dem Einzelversuch abzuleiten.

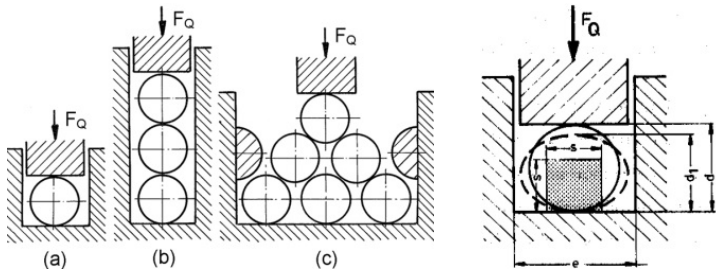


Abbildung 6: Quersteifigkeitsbestimmung am IMW: Einzelmessung (a), Stapel- (b) und Pyramidenkonfiguration, Verformung des Seils (rechts) Bilder aus /2/

Die Versuche werden je nach Einsatzfall mit einer Rillengeometrie nach DIN 15020 oder ohne durchgeführt. Der Stempel ist in jedem Fall glatt. Es besteht die Möglichkeit, seitliche Führungen einzusetzen (Abbildung 7).

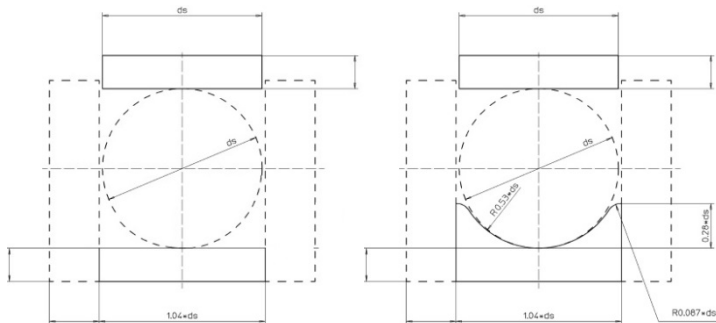


Abbildung 7: Prüfbacken ohne (links) und mit Rillung nach DIN 15020 (rechts)

Der Versuch wird wie in Abbildung 6 (rechts) dargestellt durchgeführt. Es wird die Querkraft F_Q aufgebracht und die entsprechende Verringerung des Seildurchmessers gemessen.

Die Querelastizität kann anschließend aus dem Verhältnis von Querkraft und Durchmesser unter Berücksichtigung der Länge der eingesetzten Prüfbacke berechnet werden:

$$E_{SQ} = \frac{\Delta F_Q}{\Delta d \cdot l_{mess}}. \quad 3.1$$

In Abbildung 8 sind der stationäre Prüfstand des IMW und das mobile Querelastizitätsprüfgerät abgebildet.

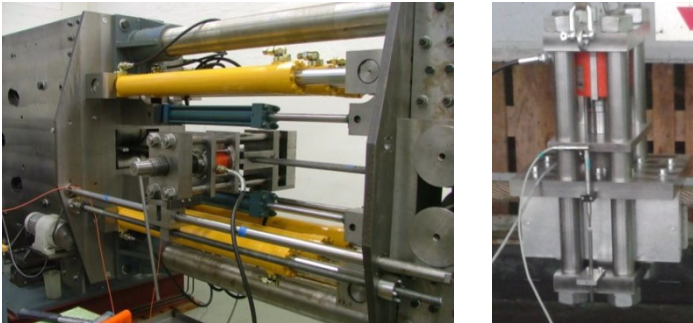


Abbildung 8: Stationärer Querelastizitätsprüfstand (links) und mobiles Querelastizitätsprüfgerät (rechts)

3.1 Exemplarische Versuche

Zur Durchführung von Querelastizitätsversuchen nach IMW Methode sind zuerst die Längs- und Querkraft festzulegen. Entweder kann das entsprechende Seil unter den Bedingungen eines speziellen Einsatzfalles untersucht werden, oder es kann eine breitere Untersuchung durchgeführt werden. Dazu sollten verschiedenen Längs- und Querkraften mit Hilfe einer Prüfmatrix ausgewählt werden.

Für die Längskräfte wurden im vorliegenden Beispiel Kräfte von 5%, 10%, 20% und 30% der Mindestbruchkraft (MBF) angenommen /4/. Die Querkraften können mit Hilfe des Querkraftverhältnisses aus Querspannung zu Längsspannung bestimmt werden:

$$k_Q = \frac{\sigma_Q}{\sigma_L} = \frac{2\sqrt{A}}{D}. \quad 3.2$$

Dabei entspricht A dem metallischen Querschnitt (bei Drahtseilen) und D dem Trommeldurchmesser.

Aus üblichen Werten für k_Q lassen sich so die Querkraften von 10%, 30%, 50%, 70% und 90% der Längskraft ermitteln. Daraus folgt diese Prüfmatrix (Abbildung 9).

k_Q	0,012	0,037	0,061	0,086	0,11
Querkraft	10%	30%	50%	70%	90%
Längskraft	Längskraft	Längskraft	Längskraft	Längskraft	Längskraft
5% Mindestbruchkraft					
10% Mindestbruchkraft					
20% Mindestbruchkraft					
30% Mindestbruchkraft					

Abbildung 9: Beispiel einer Prüfmatrix

Die angegebene Längskraft wird für die Versuche auf das Seil aufgebracht. Die gewünschte Querkraft wird anschließend mit mehreren Zyklen aufgebracht, um eine Beeinflussung der Messergebnisse durch Setzeffekte zu vermeiden.

Als Beispiel wird das Ergebnis von Seil A in Abbildung 10 gezeigt.

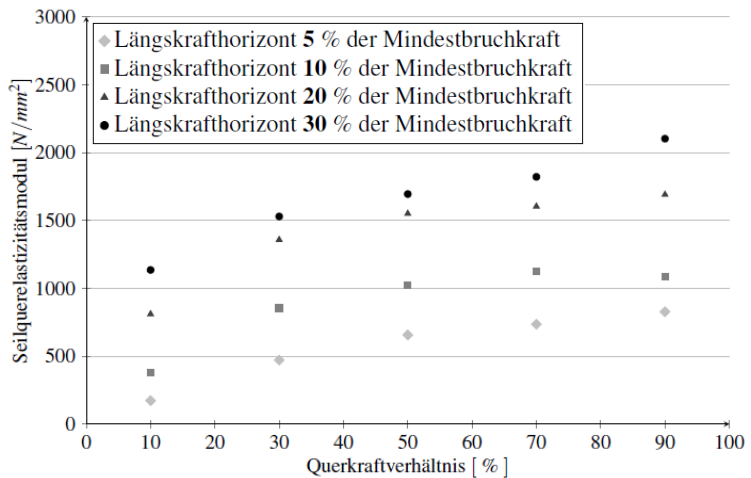


Abbildung 10: Querelastizität von Seil A /4/

Es ist zu erkennen, dass die Quersteifigkeit sowohl mit der Erhöhung der Längskraft als auch mit der Erhöhung der Querkraft zunimmt.

Zum Vergleich der vier Seile wird der 20% Längskrafthorizont (Anteil an der Mindestbruchkraft) betrachtet (Abbildung 11). Es zeigt sich, dass Seil B eine vergleichsweise hohe Steifigkeit hat. Seil D liegt meist im unteren Bereich der vier Seile. Seil A und C liegen je nach Querkraft dazwischen.

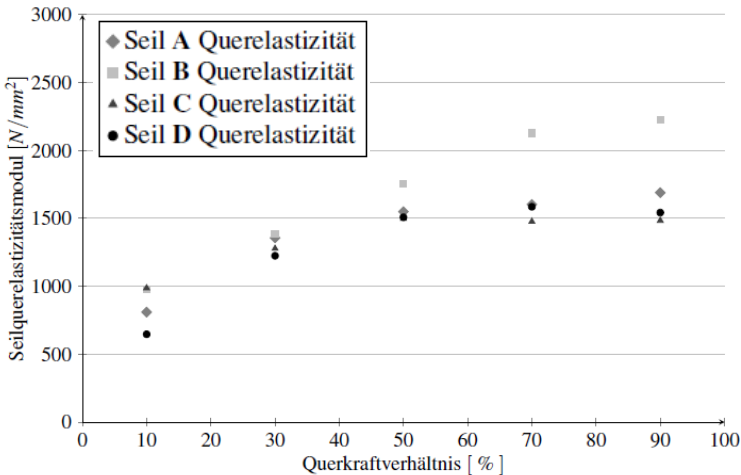


Abbildung 11: Querelastizität der Seile A, B, C und D bei 20% MBF /4/

4 Vergleich beider Methoden

Da für die Berechnung der Belastung von Seiltrommeln eine Quersteifigkeit des Seils in N/mm^2 benötigt wird, werden die Versuche, die nach der ISO 16839 durchgeführt wurden, auch nach der Methode des IMW ausgewertet.

Eine Längskraft war bei den Versuchen nach ISO 16839 nicht vorhanden und muss daher vernachlässigt werden. Sie wird jedoch fiktiv angenommen, um die Querkraft festzulegen, die untersucht werden soll. Dazu wird ein Wert von 20% der MBF des Seils angenommen, da dies ein üblicher Wert beim Einsatz von Seilen ist.

Für das Seil A bedeutet dies einen Wert von 203,8 kN.

Für die Querkraft werden davon die Anteile entsprechend der Prüfmatrix (Abbildung 9) gewählt. Das bedeutet in diesem Fall Werte von 30%, 50%, 70% und 90% der fiktiven Längskraft.

Die Werte der Querkraften sind nicht genau im Testprogramm nach ISO 16839 enthalten gewesen, weshalb hier die jeweils benachbarten Kräfte angeschaut werden. Für Seil A kann der Wert für die 30% Querkraft aus den 10% und 15% Anteilen von F_{Q-max} , 51,2 kN und 76,8 kN errechnet werden. Die Auswertung ist möglich, weil für die Kräfte auch die Verformungen in Kraftrichtung Δy bekannt sind. Die Elastizität kann somit nach Formel 3.1 berechnet werden, da die Messlänge ebenfalls bekannt ist (Abbildung 12).

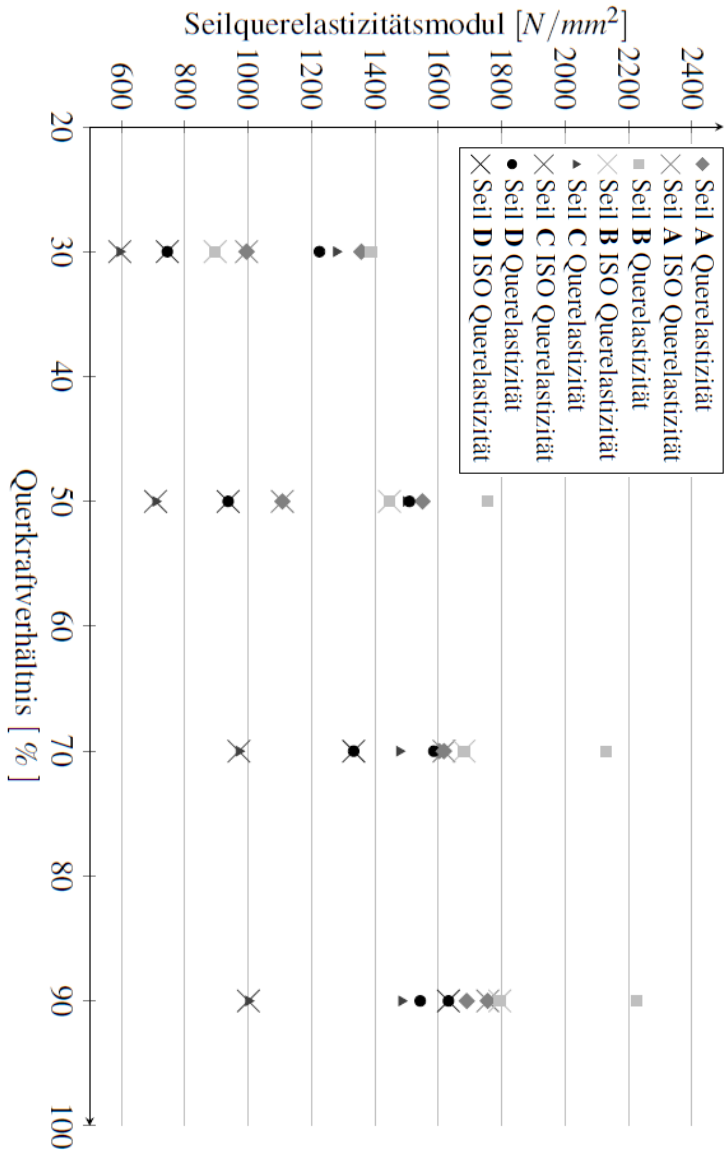


Abbildung 12: Vergleich der Querelelastizitäten nach IMW Methode und Auswertung der ISO 16839 Versuche nach IMW Methode /4/

Die Ergebnisse können nur für jedes Seil einzeln verglichen werden, weil sich keine einheitlichen Tendenzen abzeichnen.

Beim **Seil A** liegen die nach ISO ausgewerteten Ergebnisse zuerst deutlich niedriger als nach IMW Methode. Bei höheren Querkraften liegt jedoch der Wert nach ISO 16839 höher.

Die Ergebnisse nach ISO 16839 von **Seil B** liegen immer unterhalb von den Werten nach IMW Methode. Es zeigt sich jedoch ein ähnlicher Verlauf.

Für das **Seil C** ergeben sich durch die Auswertung der ISO 16839 Versuche mit der IMW Methode im Vergleich zu den Versuchen nach IMW Methode deutlich niedrigere Werte für die Querelastizität.

Das **Seil D** wiederum zeigt ein vergleichbares Verhalten wie das Seil A. Bei niedrigeren Querkraften liegt die Querelastizität deutlich unter den Werten nach IMW Methode, und bei höheren liegt der Wert nach ISO 16839 höher.

Dass der Vergleich der Ergebnisse bei allen Seilen unterschiedlich ausfällt, liegt an den unterschiedlichen Bedingungen. Während bei der IMW Methode die Kräfte auf die jeweilige MBF bezogen werden, werden bei den Versuchen nach ISO 16839 immer die gleichen Kräfte aufgebracht. Dieser Unterschied zeigt sich besonders deutlich bei Seil C. Die hier besonders großen Unterschiede sind womöglich auf die geringere MBF des Seils zurückzuführen. Außerdem stehen bei der Auswertung, wie schon erwähnt wurde, nicht die exakt gleichen Werte zur Verfügung. Dadurch wird zwischen abweichenden Werten gemittelt, wodurch eine zusätzliche Abweichung verursacht wird.

Dass die Werte aus dem Versuchsaufbau nach ISO 16839 zumeist niedriger sind, lässt sich durch das Fehlen der Längskraft erklären. Das dies jedoch zum Teil nicht so stark ausgeprägt ist oder der Wert aus dem ISO 16839 Versuchsaufbau sogar höher liegt, könnte auf die Geometrie der Prüfbacken zurückzuführen sein. Die ISO 16839 Prüfbacken mit der V-förmigen Nut bewirken womöglich, dass sich das Seil nicht so weit zusammendrücken lässt, wie dies der Fall wäre, wenn der Versuchsaufbau nach IMW Methode ohne Längskraft durchgeführt würde.

Als Ergebnis muss festgehalten werden, dass sich die beiden Versuche in wesentlichen Gesichtspunkten unterscheiden. Der erste Gesichtspunkt ist die Frage nach der Längskraft und der zweite Gesichtspunkt der nach der Situation, die nachgebildet werden soll. Aufgrund der Abbildung der Situation des Seils im Wickelpacket wird durch die ISO 16839 die Eigenschaft des Seils bezüglich seiner Verformung in der Mehrlagenwicklung nachgebildet. Bei der Untersuchungsmethode

des IMW liegt der Focus auf der Auswirkung der Elastizitätseigenschaft des Seils auf die Belastung der Seiltrommel.

5 Zusammenfassung

Die Seileigenschaft der Verformung unter Querkraft kann nach ISO 16839 und nach der Methode am IMW durchgeführt werden. Dabei werden jedoch unterschiedliche Situationen des Seils nachgebildet. Daraus folgen verschiedene Werte für die Verformung. Nach der ISO 16839 erhält man eine prozentuale Verformung, während der Versuch nach der IMW Methode eine Elastizität in N/mm^2 ergibt.

Grundsätzlich besteht die Möglichkeit, die Versuche nach ISO 16839 auch nach der IMW Methode auszuwerten. Dies ergibt jedoch abweichende Werte, was auf die unterschiedlichen Testsituationen zurückzuführen ist. Somit lässt sich aus der ISO 16839 kein Wert ermitteln, der als Eingangswert für eine Trommeldimensionierung eingesetzt werden könnte, wie dies bei der zu diesem Zweck ermittelten Querelastizität nach der IMW Methode der Fall ist.

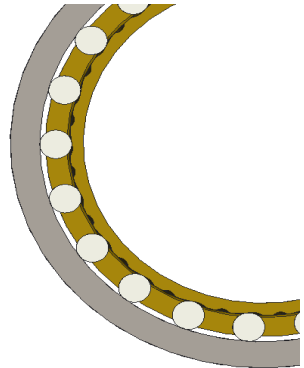
6 Literatur

- /1/ ISO Internationale Organisation für Normung: *Stahldrahtseile - Bestimmung der Anforderungseigenschaften von Stahldrahtseilen für seitliche Belastung*; 08.2013.
- /2/ Lohrengel, A.; Stahr, K. and Wächter, M.: *Safe use of hoisting drums wound with multiple layers of wire, hybrid, fibre and/or large diameter ropes*, Proceedings OIPEEC 2011 / 4th International Ropedays, College Station, Texas, 2011.
- /3/ Verreet, R.: *Spezialseile für mehrlagig bewickelte Seiltrommeln*, PR GmbH Werbe-agentur & Verlag, Aachen.
- /4/ Schulze, M.: *Die Bestimmung der Querelastizität von Draht- und Faserseilen – Die Methode am Institut für Maschinenwesen im Vergleich zum Normentwurf ISO 16839-2*, 19.11.2014

Tangentialdehnungsverlauf von gelagerten Klemmrollenfreiläufen

Martinewski, V.

Zur drehrichtungsabhängigen Übertragung eines Drehmomentes werden Überholkupplungen, sog. Freiläufe, eingesetzt. Bei Klemmrollenfreiläufen wird das Drehmoment reibschlüssig übertragen. Die Klemmrolle rollt hierbei in den enger werdenden Spalt zwischen Innen- und Außenring. Hierdurch resultiert eine Aufweitung des Außenringes. Diese Aufweitung führt wiederum zu einer Dehnung tangential zum Umfang. Einige Freiläufe haben integrierte Lager um die Belastung des Kupplungselementes zu reduzieren. Der belastungsabhängige Verlauf kann mittels Dehnungsmessstreifen aufgezeichnet werden. Ziel war es zu analysieren wann die Klemmrolle die volle Belastung trägt. Diese Untersuchung wurde im Rahmen eines Forschungsvorhabens in Kooperation mit dem Institut für Antriebstechnik und Fahrzeugtechnik der Universität Kassel durchgeführt.



For a direction-dependent transmission of torque, overrunning clutches (freewheels) are used. In pinch roller freewheels the torque is transmitted by friction. The rolls roll into the convergent gap between the outer ring and the inner ring. This leads to a widening of the outer ring and to an elongation tangential to the circumference. Some freewheels have integrated bearings to reduce the strain of the rolls. The load-dependent behavior can now be recorded using strain gauges. The aim was to analyze when the roll carries the full load. This research was conducted in cooperation with the Institute of drivetrain technology and automotive engineering of the University of Kassel.

1 Versuchsaufbau

Um den gewünschten Tangentialdehnungsverlauf aufnehmen zu können, wird zunächst ein geeigneter Prüfstand benötigt. In Abbildung 1 ist der konstruierte Prüfstand dargestellt. Dieser besteht aus zwei koaxial zueinander verlaufenden Wellen. Zwischen diesen Wellen sitzt der zu prüfende Freilauf (Abbildung 1 links). Die Drehmomenteinleitung an der inneren Welle erfolgt auf der gegenüberliegenden Seite über einen 300 mm langen Hebelarm. Der Freilauf überträgt dieses Moment reibschlüssig an die äußere fest eingespannte Welle. An der Stirnseite der inneren Welle wird die Radialkraft von bis zu 7000 N aufgebracht. Zur Aufnahme der Dehnung werden Dehnungsmessstreifen (DMS) verwendet. Es werden zwei DMS-Ketten mit je zehn Messpunkten á 1 mm Abstand über dem Freilauf appliziert (blau). Der Freilauf hat insgesamt eine Breite von 25 mm. Dadurch, dass die Gesamtlänge der DMS begrenzt ist, wird eine genauere Auflösung des Überganges von Rolle zu Lager gewünscht und auf zwei Messstellen direkt über der Klemmrolle verzichtet. Weiterhin wird zur Biegemomentmessung je eine DMS-Halbbrücke auf innerer und äußerer Welle appliziert.

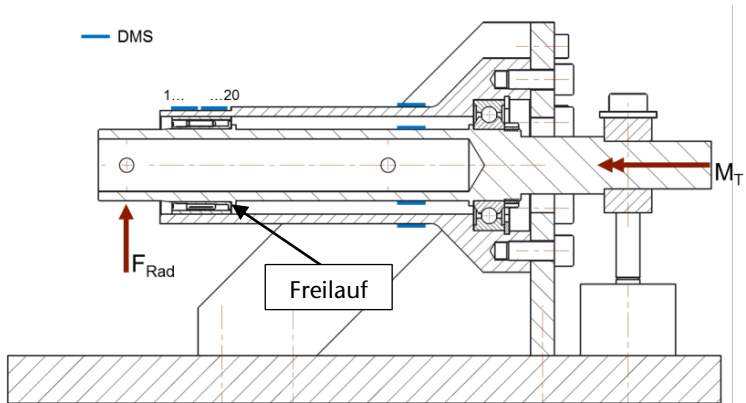


Abbildung 1: Prüfaufbau

2 Versuchsdurchführung

Die Torsions- und Radiallasten werden in äquidistanten Schritten aufgebracht und die Messwerte der Dehnungsmessstreifen aufgezeichnet. Durch die Differenz der Biegemomentmesswerte wird geprüft ob die beiden Belastungen ein Unterschied der Aufweitung des Freilaufs erkennen lassen. Über die Messwerte der DMS-Ketten wird der Tangentialdehnungsverlauf abhängig der aufgebrachten Last aufgenommen und der Lastzeitpunkt bestimmt ab dem die Klemmrollen die volle Last tragen.

Um zu prüfen ob die Belastungsreihenfolge einen Einfluss auf die Beanspruchung hat, wurde diese während der Versuche variiert. Im Wechsel wurden Torsionsmoment und Radiallast aufgebracht. Weiterhin wurde geprüft welche Belastungsverläufe der Freilauf ohne Lager bzw. ohne Rollen erzeugt.

3 Auswertung

Mit der Verwendung von DMS ist keine direkte Messung einer Spannung möglich. Erfasst wird die Widerstandsänderung des Konstantandrahtes aufgrund seiner Dehnung bei Belastung des Bauteils. Diese Widerstandsänderung kann bei Bekanntsein bestimmter DMS-spezifischer Kenngrößen einem genauen Dehnungswert zugeordnet werden. Die Umrechnung der Tangentialdehnung in die zugehörige, handlichere Tangentialspannung erfolgt mit der Formel des Hookeschen Gesetzes.

$$\sigma_T = \varepsilon \cdot E \quad 3.1$$

Hierbei beschreibt ε die Dehnung in $\mu\text{m}/\text{m}$ und E den E-Modul. Mit dem Standard-E-Modul für Stahl von 210.000 MPa entspricht eine Dehnung von 100 $\mu\text{m}/\text{m}$ einer Spannung von ca. 21 MPa.

Abbildung 3 stellt den Dehnungsverlauf über dem Freilauf für den Fall dar, dass dieser ohne Lagerung eingebaut ist. Es wurde zunächst die Radiallast und anschließend zusätzlich das Moment aufgebracht. Wie in Kapitel 1 bereits geschildert, sind die Messpunkte direkt über der Klemmrolle nicht messtechnisch erfasst worden. Für einen kontinuierlichen Verlauf der Kurven wurden für diese Stellen die jeweiligen Nachbarwerte angenommen. Die Zahlen 1 bis 20 stellen hierbei die Messpunkte dar (vgl. Abbildung 1). Die Bereiche des Übergangs von Lager zu Rolle stellen die Punkte 5 & 6 bzw. 15 & 16 dar.

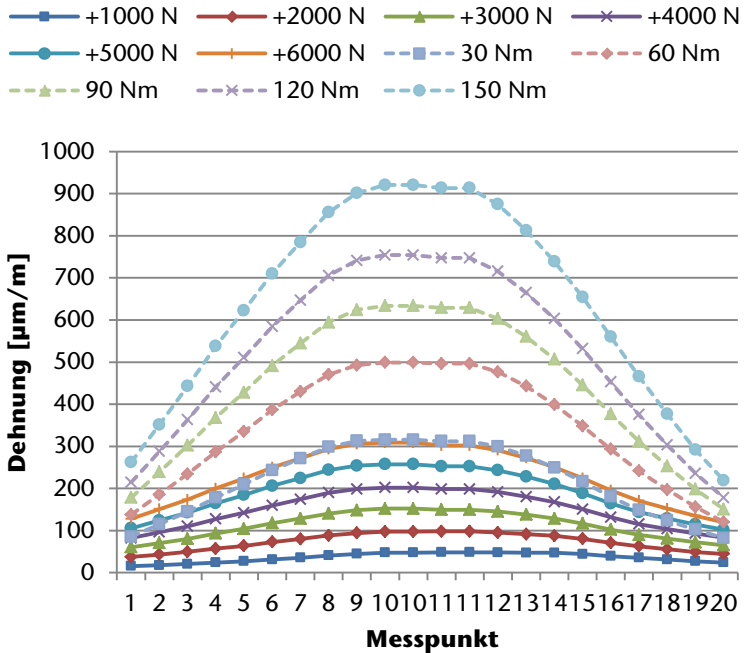


Abbildung 2: Tangentialdehnungsverlauf: Freilauf ohne Lager (F_R , M_T)

Abbildung 3 ist zu entnehmen, dass der Einfluss des Steigerns der Radiallast um 1000 N (ca. 17% der Maximallast) eine Erhöhung der Dehnung um ca. $50\mu\text{m/m}$ zur Folge hat ($\sim 11\text{ MPa}$). Das Aufbringen des Torsionsmomentes in 30-Nm-Schritten (20% des Maximalmoments) führt zu einer Dehnungserhöhung von ca. $120\mu\text{m/m}$ ($\sim 25\text{ MPa}$). Der Einfluss des Torsionsmoments ist somit größer als der der Radiallast. Bei maximaler Belastung ($M_T = 150\text{ Nm}$, $F_R = 6000\text{ N}$) entsteht eine Tangentialspannung von ca. 193 MPa . Der Ort der maximalen Tangentialspannung befindet sich in der Mitte des Freilaufs direkt über der Klemmrolle. Der Maximalwert der Spannung könnte jedoch aufgrund der 2 fehlenden mittleren Messpunkte theoretisch höher liegen.

Werden die Verläufe der Abbildung 3 nun mit dem Fall, dass die Freilaufager eingebaut sind (Abbildung 4) verglichen, so wird auf den ersten Blick kaum ein Unterschied deutlich. Die maximalen Spannungen befinden sich in beiden Diagrammen an derselben Stelle. Weiterhin ist den Diagrammen zu entnehmen, dass nicht nur bei Aufbringen des Momentes die Tangentialspannung aufgrund der Aufweitung der Ringe über der Rolle steigt, sondern, dass auch schon die Er-

höhung der Radiallast zu einer höheren Steigerung der Tangentialdehnung und -spannung über der Rolle führt. Hier liegt die Vermutung nahe, dass die im Freilauf eingebaute Lagerung nur eine untergeordnete Rolle spielt und die Klemmrollen auch im Freilaufbetrieb den größten Teil der Lasten auffangen.

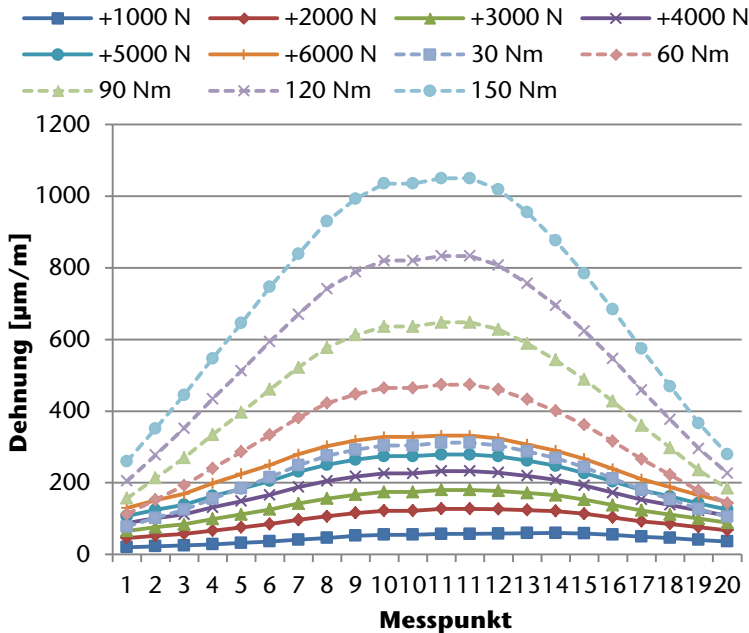


Abbildung 3: : Tangentialdehnungsverlauf: Freilauf mit Lager (F_R , M_T)

Um nun zu überprüfen ob die Klemmrolle in beiden Fällen (mit und ohne Lager) bei Aufbringen der Radiallast den größten Teil dieser Last trägt, wurden zu Vergleichszwecken die Rollen des Freilaufs entfernt (Abbildung 5). In diesem Verlauf ist zu erkennen, dass nicht in der Mitte die höchsten Spannungen liegen, sondern, dass die Lager nun wirklich die Last tragen.

Werden die Dehnungen in Abbildung 3 und Abbildung 4 bei 6000 N radialer Belastung verglichen, so ist zu erkennen, dass der Wert bei allen Versuchen jeweils ca. 300 $\mu\text{m/m}$ ($\sim 63 \text{ MPa}$) entspricht. Die gleiche Belastung führt somit am jeweiligen Kontakt zu gleicher Beanspruchung.

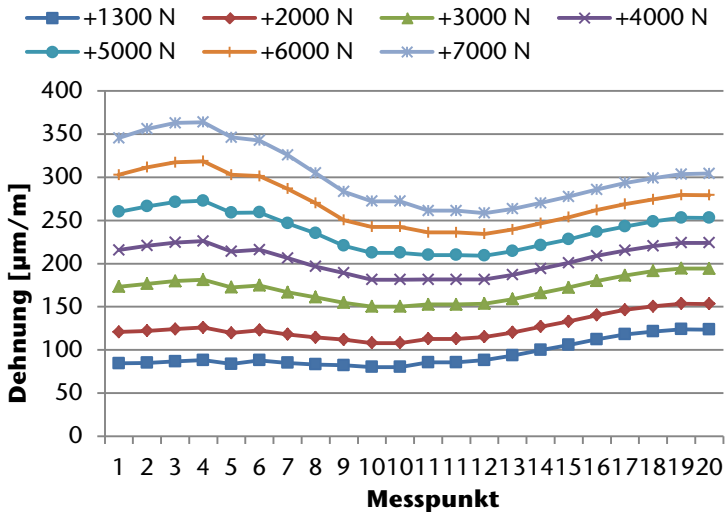


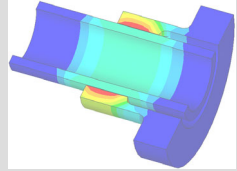
Abbildung 4: Tangentialdehnungsverlauf: Freilauf ohne Rollen (F_R)

Ein weiterer Punkt der zu nennen ist, ist die Steigerung der Dehnung zwischen den Lagern trotz ausgebauter Klemmrollen. Der Dehnungswert an diesem kontaktlosen Messpunkt resultiert aus der Beanspruchungsabnahme hin zur Mitte, ausgehend von den Maxima an den Lagern. Hierauf basierend könnte eine weitere Schlussfolgerung sein, dass die äußeren Messwerte der Abbildungen ebenfalls lediglich die Abnahme der Tangentialspannung über dem Bauteil darstellen und die Freilauflager keinen signifikanten Kontakt zum Außenring aufweisen.

4 Ergebnis/ Zusammenfassung

Mit einem geeigneten Prüfstand kann mit Hilfe von DMS-Ketten der Tangentialdehnungsverlauf über der Freilaufbreite messtechnisch erfasst werden. Diese Dehnung resultiert aus der Aufweitung des Außenringes bei Kraftaufbringung. Aus den Ergebnissen ist zu erkennen, dass bei einem Freilauf mit eingebauter Lagerung die Klemmrollen speziell während der Momentbelastung den vollen Anteil der Beanspruchung übertragen. Den Ergebnissen ist zu erkennen, dass bei einem Freilauf mit eingebauter Lagerung die Klemmrollen speziell während der Momentbelastung den vollen Anteil der Beanspruchung übertragen. Ein Übergang von der Belastung der Lager (Verlauf Abbildung 5) zu einer Belastung der Klemmrolle (Abbildung 3 und 4) war nicht zu erkennen.

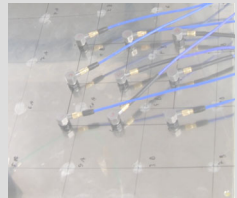
Konstruktion und Berechnung von
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik und
Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte



Zu neuen Ufern aufbrechen

Heß, M.; Langenbach, J.

Kreativität und Teamfähigkeit sind neben hartem Faktenwissen wichtige Eigenschaften, die heutige Absolventen der Ingenieurwissenschaften mitbringen müssen. Eine erste Herausforderung dieser Fähigkeiten erfahren die Studienanfänger der TU-Clausthal noch während ihrer Orientierungsphase beim Konstruktionswettbewerb, der von den Studenten und Jungingenieuren (SuJ) des Vereins Deutscher Ingenieure (VDI) veranstaltet wird.



Besides fact knowledge, creativity and team spirit are important skills for today's engineering graduates. For new students at the TU-Clausthal a first challenge on these abilities already occurs during the "welcome weeks" at the design contest of the students and young engineers (SuJ) of the German association of engineers (VDI).

Herausgerissen aus ihren gerade familiär gewordenen Bärchengruppen werden die Erstsemester verschiedener Studiengänge in interdisziplinäre Projektteams zusammengelost. In diesen erwarten Sie relativ ruhig, gespannt, vielleicht sogar etwas schüchtern oder unsicher die Bekanntgabe der bis dahin geheim gehaltenen Konstruktionsaufgabe. Auch beim inzwischen sechsten Konstruktionswettbewerb für Erstsemester, zu dem das lokale Team der Studenten und Jungingenieure des VDI in diesem Jahr am 13. Oktober in die Aula eingeladen hatte, war dieses Bild zu beobachten. Nach einem Grußwort durch Herrn Prof. Lohrengel, dem Schirmherrn der Veranstaltung, und einer kurzen Vorstellung des VDI, erfolgte die Verkündung der Aufgabenstellung - die Atmosphäre im Saal verändert sich schlagartig. Wo zuvor noch Studienanfänger verhalten auf ihren Stühlen saßen, diskutieren jetzt angehende Ingenieure und Naturwissenschaftler lebhaft ihre Gedanken, entwickeln Konzepte, prüfen und verwerfen einige Ideen, um anderen Geistesblitzen folgend, die möglichst beste Lösung für das gestellte Problem herauszuarbeiten.

In diesem Jahr gilt es, eine feuchtigkeitsempfindliche Fracht, im konkreten Fall eine Brausetablette, in möglichst kurzer Zeit über ein 4,50 m breites Wasserbecken zu transportieren. Die hierfür erforderliche Energie soll in dem zu bauenden System enthalten sein, eine externe Energiezufuhr ist nicht zulässig. Zur Lösung der Aufgabe stehen

jedem der 15 Teams die gleichen Ressourcen und 75 Minuten Arbeitszeit zur Verfügung. Neben dem Antrieb des Gefährts müssen auch implizite Anforderungen wie die sichere Verpackung des Transportgutes oder eine möglichst hohe Richtungsstabilität berücksichtigt werden. Bald werden Konzepte skizziert, Materialien zurechtgeschnitten, verklebt und verknötet, Prototypen erprobt und Konstruktionen optimiert.



Abbildung 1: Auswahl einiger Transportkonstruktionen während des Wettbewerbs

Unter den wachsamen Augen der Jury und der Anfeuerung des Publikums treten schließlich 15 unterschiedlichste Konstruktionen an, um Ihre Leistungsfähigkeit hinsichtlich der gestellten Aufgabe zu demonstrieren. Auch wenn sich im Praxistest nicht jede der Ideen als ausgereift erwies und nur die besten drei Konstruktionen durch kleine Preise und eine Urkunde prämiert werden konnten, zeigt doch schon die Begeisterung während des Wettkampfes, dass die anfänglich fremdelnden Projektgruppen zu echten Teams zusammen gewachsen sind. Ein wesentliches Ziel der Suj – die Stärkung des Netzwerkes unter Ingenieurstudenten – ist somit bereits für alle 75 Teilnehmer des Wettbewerbs erreicht worden. Bleibt ihnen, für ihren „Aufbruch zu neuen Ufern“ den ihr Studienbeginn darstellt, weiterhin alles Gute zu wünschen.

Für einen guten Sound

Gottschalk, J; Goltermann, A; Hansen, L; Behme, H



Der jährliche Konstruktionswettbewerb der Lehrveranstaltung „Konstruktionslehre I“ bestand dieses Jahr aus einer Zusammenarbeit mit der Firma Sennheiser. Die Aufgabenstellung lautete „Fügen von Mikrofonkorb und -griff“. Ziel dieses Projektes war es das Gelernte aus der Vorlesung über das allgemeine Vorgehen bei einer Neukonstruktion praktisch anzuwenden und dabei zu einer bestmöglichen Lösung der Problemstellung zu gelangen.

The yearly competition in “Engineering Design I” consisted of a cooperation with the german company Sennheiser. The task was to “assemble the components of a microphone”. The intention of the project was to practice the learned methods of creating new constructions and getting the best possible solution to the problem.

1 Erlebnisbericht

Bei der Vorstellung der Aufgabe durch die Firma Sennheiser wird deutlich, dass diese viel Wert auf Präzision und Qualität, aber auch Tradition legt. Diese Gesichtspunkte sollen in jedem Produkt widerspiegelt werden.

Bei dem technischen Teil des Vortrags von Sennheiser ist erkennbar, dass das eigentlich problematische Bauteil das Modulbauteil ist. Das Modul besteht aus einem Korbbunter und -oberteil. Der Grund für die Schwierigkeiten beim Verschrauben dieser beiden Teile ist vermutlich das Feingewinde, welches sich bei minimaler Schiefstellung der Komponenten zueinander leicht verkanten kann. Die Parameter aus dem Vortrag, welche nach dem Fügen erfüllt sein sollen, sind folgend aufgelistet:

- Handfestes Anziehen der Mikrofonkomponenten
- Keine Kratzer an dem seitlichen Schriftzug oder an dem Korb
- Keine Deformation der Komponenten (vor allem Mikrofongaze)
- Beibehalten des Gewindes (Wunsch)

All diese Stichpunkte zeigen die Probleme beim Fügen der Komponenten auf. Beim Angehen der Problemlösung konnte sich die Gruppe aussuchen in welchem Bereich diese anzusiedeln war. Einerseits konnte das Mikrofon selber geringfügig verändert werden, eine komplett neue Anlage konstruiert werden oder die bestehende Anlage modifiziert werden.

Zur Lösung der Aufgabe haben sich die ca. 100 Studenten in 4er Gruppen zusammengefunden. Bei wöchentlichen Gesprächen mit den von Sennheiser betreuenden Ingenieuren, Professor Lohrengel und dem jeder Gruppe als Betreuer zugewiesenen wissenschaftlichen Mitarbeiter des IMW werden aufgekommene Fragen geklärt und das weitere Vorgehen geplant, sowie der aktuelle Stand der Gruppe vorgestellt.

Die Hauptanforderungen werden in einer Anforderungsliste festgehalten. Diese muss ständig gepflegt werden und wird von der Gruppe erweitert, je weiter im Projekt vorangeschritten wird.

Um einen ersten Ansatz zur Problemlösung zu erhalten, muss zunächst die Aufgabe soweit abstrahiert werden, dass eine Funktionsstruktur erstellt werden kann. Die Bausteine dieser Funktionsstruktur wiederum können verwendet werden, um unterschiedlichste Lösungen für ein und dasselbe Problem zu finden. Diese Teillösungen können gut in Morphologischen Kästen dargestellt werden. Die Funktionsstruktur verbindet anschließend alle notwendigen Schritte, um die Mikrofonkomponenten zu fügen.

Schon bei der Analyse der einzelnen Arbeitsphasen der bestehenden Anlage ist zu erkennen, dass die wichtigsten Schritte des Prozesses die genaue Ausrichtung und die darauf folgende präzise Bewegung sind. Diese müssen möglichst exakt ausgeführt werden, um die Ausrichtung nicht Zunichte zu machen. Daraus entwickelten sich Ideen für die Greifergestaltung als Negativformen sowie deren erforderliche Freiheitsgrade.

Das Finden der Teillösungen geschieht in der Gruppe in Form eines Brainstormings. Um anschließend so viele Funktionsstrukturen zu erhalten wie möglich, wird an jedes Gruppenmitglied die Aufgabe verteilt sich mehrere Funktionsstrukturen aus den Morphologischen Kästen und den Wirkstrukturen zu erarbeiten. Anschließend werden wieder in Gruppenarbeit alle Funktionsstrukturen nach den Anforderungen an das Verfahren bewertet, um aus den Besten Teillösungen eine „neue beste Funktionsstruktur“ zu erstellen.

Anregungen für die verschiedenen Lösungsansätze konnten wir uns bei einer Führung durch die Firma Sennheiser holen, bei der viel Konversation betrieben wurde. Die Besichtigung der Anlage, welche momentan das Fügen übernimmt, war auch sehr hilfreich, um

Fehlerquellen zu finden und auch, um das maschinelle Ineinandergreifen der verschiedenen Anlagenkomponenten zu beobachten und, um sich dort für bauliche Anlagenteile Ideen abzugucken und/oder diese zu optimieren.

Die Schlüsselemente in der endgültigen Funktionsstruktur sind folgende:

- Mikrofonkorb und Griff zueinander ausrichten mittels paralleler Platten in axialer Richtung: Die beiden Komponenten dürfen zueinander nicht gekippt sein, weshalb das Unterteil des Mikrofons immer erst von einer Platte an der Funktionsfläche (Abbildung 1) in einen Elastomer gedrückt wird. Dieser Vorgang ist in Abbildung 2 schematisch an einem normalen Mikrofongriff dargestellt, wobei die Platte zum Ausrichten eine Bohrung in der Mitte haben muss, um verbaute elektrische Komponenten nicht zu beschädigen.



Abbildung 1: Funktionsfläche am Modulunterteil

- Gewindeanfang finden mittels induktiven Wegaufnehmers: Beim Zurückdrehen des Gewindes „fällt“ der Korb einen kleinen translatorischen Weg hinunter, welcher gemessen werden kann. Dann wird das eigentliche Verschrauben eingeleitet.

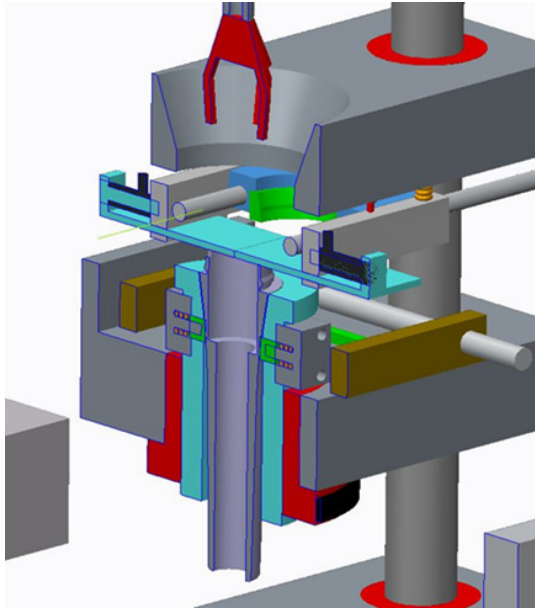


Abbildung 2: Eindrücken des Mikrofongriffs

- Greifergestaltung mit Funktionstrennung von Drehmomentübertragung und radialer Ausrichtung an den Funktionsstellen der Bauteilkomponenten: Eine mögliche Gestaltung des Greifers ist in Abbildung 3 zu sehen. Durch die passgenaue Fläche (rot dargestellt) haben die Mikrofonkomponenten keinen Axialversatz mehr. Die Fläche mit dem Elastomer (grün) sorgt dafür, dass genug Reibung an der Gaze entsteht und dort das Drehmoment, anstatt am Ring, übertragen werden kann. Ein Verkratzen wird somit verhindert.

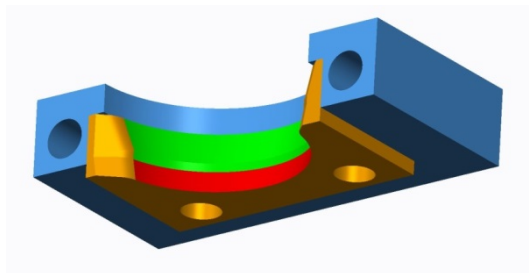


Abbildung 3: Gestaltung eines Greifers

In Abbildung 4 ist die komplette Konstruktion zu sehen. Hier ist auch der Greifer zum Heran- und Wegschaffen der Mikrofonteile und fertigen Mikrofone gezeigt. Der eigentliche Verschraubungsvorgang findet zwischen den mittleren Traversen statt (Schnittdarstellung in Abbildung 2).

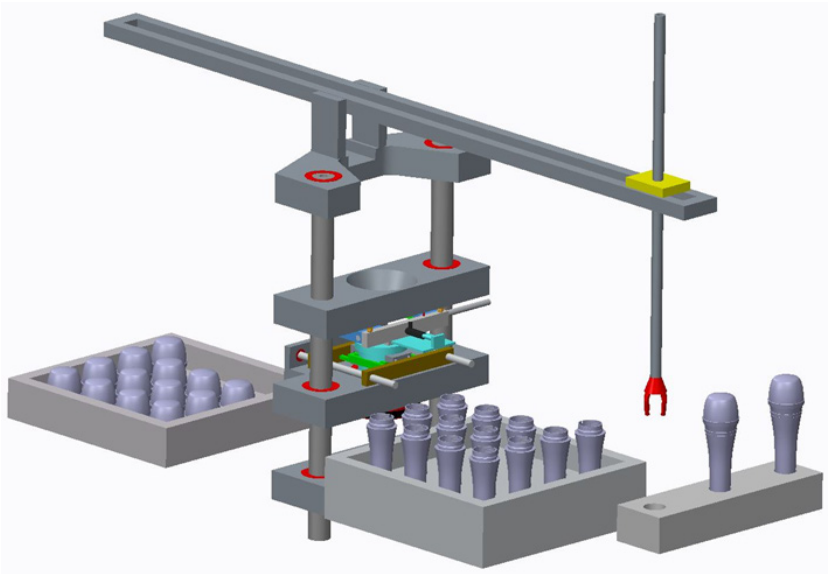


Abbildung 4: Vollständige Fügeanlage

Als Abschluss des Projektes wurden die Lösungen aller Gruppen in kurzen Vorträgen vorgestellt. Hierbei sind die unterschiedlichsten, aber durchweg interessanten Lösungen präsentiert worden. Im Anschluss an die Vorstellung der Lösungen wurden den Gruppen ihre Noten verliehen und die nach Meinung von Sennheiser drei besten Lösungen ausgezeichnet und mit Sachpreisen prämiert. Hierbei wurden von Sennheiser und dem IMW die vielen verschiedenen kreativen Lösungen gelobt.

2 Fazit

Der Konstruktionswettbewerb hat uns um Erfahrungen sowohl fachlich als auch zwischenmenschlich bereichert und – vor allem im Nachhinein – viel Freude gemacht.

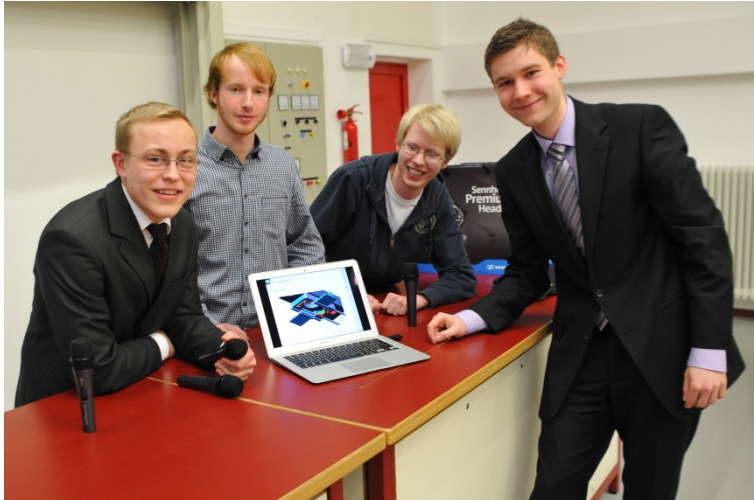


Abbildung 5: Pressebild des Siegerteams (Autoren)

Wir bedanken uns für die gute Betreuung durch das IMW bei Prof. Lohrengel und unserem Betreuer Dipl.-Ing. Rico Schmelter, sowie bei der Firma Sennheiser, vertreten durch Robert Konetzky und Thomas Meyer.

Techniker2Bachelor – Offene Hochschule



Kasüschke, L.; Wächter, M.

Die TU Clausthal hat sich an der Ausschreibung zur zweiten Wettbewerbsrunde „Aufstieg durch Bildung: offene Hochschulen“ des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) mit dem Projekt „Techniker2Bachelor - Verkürztes universitäres Bachelorstudium von Technikern unter pauschaler Anerkennung beruflich erworbener Kompetenzen“ beteiligt. Seit August dieses Jahres wird das Projekt im Rahmen des Bund-Länder-Wettbewerbes gefördert.

Since August takes the TU Clausthal part in a competition which is sponsored by the Federal Ministry of Education and Research (BMBF) with the project “Techniker2Bachelor”. This project will enable students, who finished their “Techniker” training before going to university, to participate in shortened academic studies due to their previous knowledge.

1 Einleitung

Sowohl in der Industrie als auch in Forschungseinrichtungen wird ein Mangel an qualifizierten Ingenieurinnen und Ingenieuren beklagt. Unternehmen und Hochschulen, unterstützt durch diverse Verbände, betreiben große Anstrengungen, um Schülerinnen und Schüler für eine Ausbildung oder ein Studium in den MINT-Fächern zu begeistern. Aufgrund des demografischen Wandels steigt die absolute Zahl der Studieninteressierten im Ingenieurbereich trotz intensiver Werbung leider nur langsam. Die TU Clausthal stellt sich dieser Problematik mit einer Intensivierung ihrer Aktivitäten im Bereich der offenen Hochschule. Ein Projekt zum wissenschaftlichen lebenslangen Lernen im Ingenieurbereich basiert auf der Zusammenarbeit mit der Technikakademie der Stadt Braunschweig. Beispielfhaft werden für Absolventen der Technikakademie im Fachgebiet Maschinentechnik die beruflich erworbenen Kompetenzen pauschal auf das Bachelorstudium Maschinenbau angerechnet, so dass sich die Studiendauer auf 2/3 der Regelstudienzeit reduziert. Für diesen Ausbildungszweig ist in einer detaillierten Prüfung der Lehrinhalte und vermittelten, beziehungsweise erforderlichen Kompetenzen ein Modellstudienplan für einen 4 semestrigen Studiengang erarbeitet worden. Voraussetzung für das pauschale Anerkennungsverfahren im Studienprogramm Techniker

Maschinentechnik – B. Sc. Maschinenbau war ein Kooperationsvertrag mit der Technikakademie der Stadt Braunschweig, dieser wurde am 28.01.2014 unterzeichnet. Die TU Clausthal plant im Rahmen der Projektförderung durch das BMBF mit der Technikakademie der Stadt Braunschweig eine Ausweitung auf weitere Studienrichtungen bzw. Studiengänge mit pauschaler Anerkennung von beruflich erworbenen Kompetenzen. Diese Zusammenarbeit bietet weitere große Chancen und Möglichkeiten für beide Kooperationspartner.

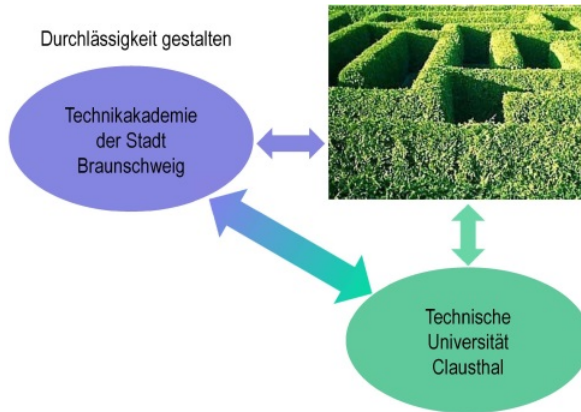


Abbildung 1: Durchlässigkeit universitäre – berufliche Bildung

2 Projektinhalte

Ein vorrangiges Ziel des BMBF - Projektes Techniker2Bachelor ist es, dem Fehlen qualifizierter Ingenieure im MINT Bereich entgegen zu wirken und Bildungsaufsteiger und Studierende mit Migrationshintergrund über diesen Ausbildungsweg für eine universitäre Ausbildung zu gewinnen. Das Projekt soll weiterhin eine beidseitige Durchlässigkeit (Abb. 1) zwischen universitärer und beruflicher Bildung aufzeigen und umsetzen, mit dem Ziel, die jeweilige Ausbildungsdauer zu verkürzen. Ausgehend vom deutschen Qualifikationsrahmen und den Erkenntnissen zu den Kompetenzniveaus sowie den Ergebnissen aus dem ANKOM-Projekt „Übergänge von der beruflichen in die hochschulische Bildung“ /2/ soll dadurch in verstärktem Maße ein Studium ohne schulische Hochschulzugangsberechtigung ermöglicht werden. Der Anteil der Studierenden an Universitäten mit einer Hochschulzugangsberechtigung aufgrund beruflicher Vorbildungen soll erhöht werden (Abb. 2). Darüber hinaus wird gegenwärtig die Option eines kumulativen Bachelorabschlusses im Zusammenhang mit einem berufsbegleitenden Studium geprüft.

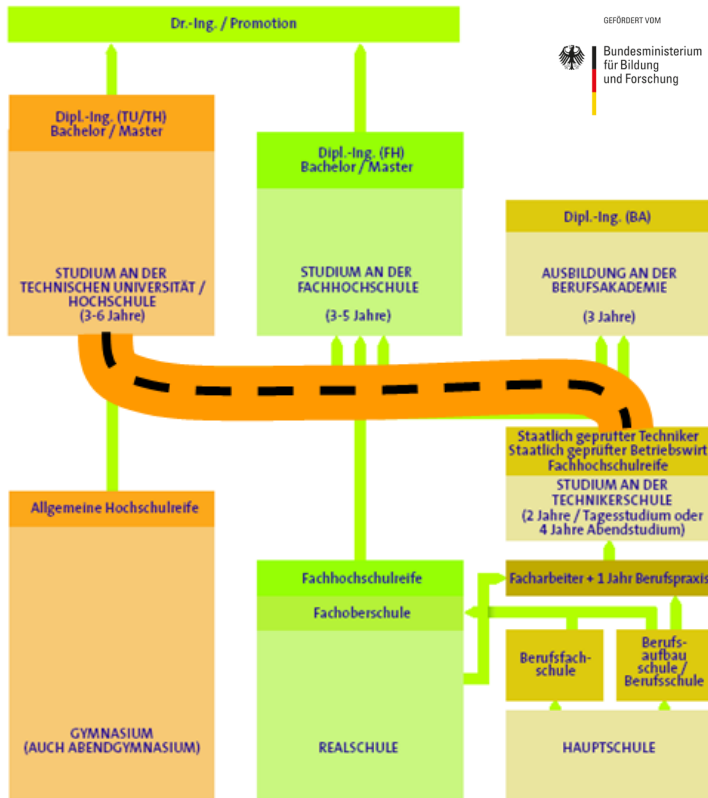


Abbildung 2: Bildungsautobahn mit beidseitiger Durchlässigkeit

Der Innovationsgehalt zeigt sich insbesondere in der pauschalen Anrechnung von beruflich erworbenen Kompetenzen auf einen universitären Studiengang. Bereits jetzt ist es in Niedersachsen lt. Niedersächsischem Hochschulgesetz /3/ möglich, ein Studium an einer Hochschule aufgrund einer beruflichen Vorbildung aufzunehmen. Eine Möglichkeit der Hochschulzugangsberechtigung ist dabei der Technikerabschluss. Das beschriebene Projekt der TU Clausthal geht allerdings darüber hinaus, indem die Anrechnung von beruflichen Kompetenzen aus der Techniker Ausbildung auf ein Hochschulstudium erstmals klar definiert wird. Es wird hierdurch eine große Chance gesehen, den Anteil der Bildungsaufsteiger zu erhöhen, da ein Zugang zur Universität geschaffen wird, der unmittelbar nach dem Schulabschluss noch nicht ins Auge gefasst wurde. Durch dieses Studienprogramm wird sowohl ein Zugewinn für die Techniker als auch für die „regulären“ Studierenden mit schulischer Hochschulzugangsberechtigung erwartet.

Darüber hinaus ist das Projekt eines der ersten, das sich darum bemüht, Studienabbrechern in den MINT-Studiengängen eine berufliche Perspektive aufzuzeigen, da insbesondere in den Ingenieurfächern nicht alle Studierenden das Studium abschließen. Mit einer Anrechnung von im Studium erworbenen Kompetenzen auf die Technikerausbildung würden neue Wege der Durchlässigkeit beschritten. Sollte es gelingen, diese Studierenden stattdessen an einer Technikakademie zum Abschluss zu bringen, kann dadurch ein wichtiger Beitrag zur Verringerung der fehlenden Fachkräfte im MINT-Bereich geleistet werden. Die Rahmenbedingungen und erforderlichen Dokumente sowie Verfahrensabläufe sollen auf weitere Bachelorstudiengänge der TU Clausthal ausgeweitet werden. In den jeweiligen Diploma Supplements ist Art und Umfang der Anrechnung der beruflich erworbenen Kompetenzen auf das Hochschulstudium aufgenommen. Zur Sicherung der Qualität und Nachhaltigkeit sollen die entsprechenden Studienprogramme Bestandteil der Reakkreditierung der laufenden Studiengänge werden. Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass die Technikerausbildung in Deutschland definierten Ausbildungsinhalten und Lernzielen unterliegt, kann bei einer gewissenhaften Abstimmung mit den aufnehmenden Studiengängen davon ausgegangen werden, dass sich das Projekt mit der Technikakademie der Stadt Braunschweig bundesweit auf andere Technikakademien übertragen lässt. Erste bundesweite Anfragen zu einer Ausweitung der Kooperation auf anderen Technikerschulen liegen bereits vor. In regelmäßigen Gesprächen mit den Programm-Studierenden wird geprüft, ob es im Verlauf des Studiums evtl. zu Problemen aufgrund fehlender Vorkenntnisse kommen sollte. Falls erforderlich können zusätzliche individuelle Brückenkurse angeboten werden, in denen Wissenslücken aufgearbeitet werden können. Mit dem Projekt Techniker2Bachelor ist die TU Clausthal bestrebt, die Hochschule für Studieninteressierte zu öffnen, die nicht auf dem ersten Bildungsweg eine akademische Ausbildung anstreben. Die Hochschule stellt sich aber auch der Aufgabe, Studierende über mögliche Alternativen zu einem Studium zu beraten und zu unterstützen z.B. Aufnahme einer verkürzten Technikerausbildung. Weitere Ansprechpartner bei Fragen zum Projekt sind der Homepage des Projektes zu entnehmen /4/.

3 Literatur

- /1/ <http://www.wettbewerb-offene-hochschulen-bmbf.de/>
- /2/ <http://ankom.his.de/>
- /3/ <http://www.studieren-in-niedersachsen.de/ohne-abitur.htm>
- /4/ <http://www.fakultaeten.tu-clausthal.de/math-inf-maschinenbau/forschung/bmbf-projekte/>

Technische Ausrüstung, Kooperationsangebote und Forschungsschwerpunkte des Institutes

Institut

Die Lehre, Ausbildung, Forschung und Entwicklung am Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen (IMW) deckt folgende Bereiche ab:

Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen und Maschinenteilen, speziell Welle-Nabe-Verbindungen, Freiläufe und Seiltrommeln

- Finite-Elemente- und Mehrkörpersimulation
- Experimentelle Beanspruchungsermittlung
- Maschinenakustik und Schwingungsdiagnostik
- Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen
- Rechnereinsatz im Maschinenbau
- Technische Normung
- Rapid Prototyping / Rapid Tooling

Das interdisziplinäre Team am IMW besteht aus 14 wissenschaftlichen Mitarbeitern/-innen. Weitere 8 Mitarbeiter/-innen und 4 Auszubildende arbeiten in der Verwaltung, mechanischen und elektrotechnischen Werkstatt.

Technische Ausrüstung

Für die entsprechenden Forschungsschwerpunkte verfügt das IMW über gut ausgestattete Labore, ein umfangreiches Prüffeld und die notwendige Hard- und Softwareausstattung für Simulation und Berechnung.

Die Untersuchung von Maschinenelementen kann auf sechs Verspannprüfständen bis 1 MW, fünf Torsions-Schwingprüfständen bis 500 kNm, zwei kombinierten Umlaufbiege- und Torsionsprüfständen, zwei statischen Torsionsprüfständen bis 200 kNm sowie zwei separaten Umlaufbiegeprüfeinrichtung und zwei Druckkammprüfständen durchgeführt werden. Für das Fügen von Naben auf Hohlwellen mit Innenhochdruck steht eine Maximator-Hochdruckanlage bereit. Für die Untersuchung von Freiläufen stehen zwei dynamische Servoschaltpprüfstände mit zusätzlichen Axialbelastungseinheiten, zwei Lebensdauerprüfstände, eine hochdynamische Belastungseinheit für stirnseitiger Verschraubungen und ein statischer Prüfstand zur Ermittlung der Drehfedersteifigkeit zur Verfügung. Zur Prüfung förder technischer Elemente und Anschlagmittel ist eine Zugprüfmaschine mit integriertem Querprüfgerät, sowie ein separates mobiles Prüfgerät für

Seilquerelastizitätsmessungen und ein Seiltrommelprüfstand vorhanden. Für die experimentelle Beanspruchungsermittlung werden Systeme von HBM, Peekel und IMC (imc CRONOSflex 2000) mit bis zu 40 simultanen Kanälen eingesetzt. Eventuelle berührungslose Übertragungen von Messwerten werden mit vier Telemetrieanlagen (64, 32, 8, 4 Kanäle) bewältigt, die auch für ICP-Beschleunigungssensoren geeignet sind. Ein Schleuderprüfstand bis 40.000 U/min für schnell drehende Maschinenteile (z.B. Rotoren, Abweiseradwindsichter) und ein Prüfstand zur mechanischen Zerkleinerung ergänzen die Prüfeinrichtungen des IMW für Untersuchungen an verfahrenstechnischen Maschinen. Für Untersuchungen an den genannten Maschinenteilen unter thermischen Bedingungen steht ein 100 l-Temperierschrank für den Temperaturbereich von -70°C bis 180°C zur Verfügung. Für Oberflächenanalysen wird ein 3D-Laserscanning-Mikroskop (KEYENCE VK-X 100K) mit zusätzlichem Koordinatentisch für die Untersuchung größerer Bauteile eingesetzt.

Die technische Ausstattung des Labors für Maschinenakustik und Schwingungen ermöglicht Messungen an kombiniert belasteten Bauteilen. Mittels elektrodynamischer Schwingerreger können Bauteile neben ihrer stat./dyn. Betriebslast gezielt frequenzselektiven Belastungen bis zu einer Frequenz von 5 kHz unterworfen werden. Eingesetzt werden solche Belastungseinrichtungen in unseren beiden Lagerprüfständen die für Lebensdaueruntersuchungen an Lagern und zur Untersuchung des Geräuschübertragungsverhaltens von Wälz- und Gleitlagern genutzt werden.

Das Akustiklabor am IMW ist mit umfangreichem Messequipment auf dem neuesten Stand der Technik ausgestattet:

- Signalanalysatoren (OROS und IMC) mit bis zu 32 Kanälen mit einer Bandbreite von bis zu 102 kHz pro Kanal zur Echtzeitverarbeitung, die auch mobil eingesetzt werden können.
- 3 Modalshaker (1 kN, 200N, 10N)
- Rotations-Laservibrometer
- Feinwuchtgerät mit Analysefunktionen
- Intensitätsmesssonde
- Freifeld-Messmikrofone
- Ein großes Sortiment an Schwingungsaufnehmern
- Vibrant Me'Scope Modalanalyse Software
- CAE Intensity Inspector zur Schallquellenortung
- MATLAB als Software für Sonderfunktionen

Darüber hinaus verfügt das IMW über einen schallarmen Messraum. Zur maschinenakustischen Beurteilung von Maschinenstrukturen stehen alle gängigen Analyseverfahren wie beispielsweise:

- Schallleistungsbestimmung nach DIN EN ISO 3744, DIN EN ISO 3745, DIN EN ISO 9614-1 und -2
- Experimentelle Modalanalyse
- Akustische Resonanzanalyse zur Bauteildiagnose
- Maschinendiagnose

zur Verfügung. Darüber hinaus können Schwingungsuntersuchungen unterschiedlichster Art mittels Auswertung im Programmiersystem MATLAB durchgeführt werden.

Das fertigungstechnische Labor besteht aus vier Fräsmaschinen, vier Drehmaschinen, einer Senkerodiermaschine (CHARMILLES ROBOFORM 505) mit 3D-Bahnsteuerung, und einer ZEISS Koordinatenmessmaschine mit NC-Rundtisch. Als CAD/CAM-System wird CATIA V5 und Creo Parametric 2 (früher: Pro/Engineer Wildfire mit Pro/Manufacturing) eingesetzt. Als PDM/PLM-System ist TeamCenter von Siemens im Einsatz.

Die Rechnerausstattung umfasst mehrere Server, welche die insgesamt ca. 160 Rechner des Institutes vernetzen. Diese umfassen u.a. mehrere Compute-Server für die numerischen Simulationen mit bis zu jeweils 128 GB Hauptspeicher und 8 Kernen und einen File-Server mit 50 TB. Als Standardsoftware für numerische Simulationen stehen eine Vielzahl von Programmen zur Verfügung, u. a. ANSYS mit HPC-Option, ABAQUS und Creo Simulate sowie SIMPACK für die Mehrkörpersimulation.

Das Institut für Maschinenwesen verfügt über eine vollständige Rapid Prototyping bzw. Rapid Tooling Verfahrenskette. Hierzu gehören im Einzelnen eine Rapid Tooling Anlage EOSINT M 250 der Firma EOS, zum Generieren von metallischen Prototypen, Funktionsteilen und Werkzeugen (Formen und Elektroden), für die Mischung der Pulver ein Turbula T2F Mischer, eine DIMENSION BST 768 für den Bau von thermoplastischen Prototypen, einen Stereolithographie Drucker, einen optischen 3D-Scanner, verschiedene 3D-Konstruktionsarbeitsplätze, Software zur Rapid Tooling gerechten Aufbereitung der CAD-Daten (Magics RP), Apparaturen und Geräte zum Infiltrieren und Beschichten der Sinterbauteile mit Harzen und niedrig schmelzenden Metallen, eine Sandstrahlkabine für verschiedene Strahlmedien (Stahlkugeln, Keramikpulver, Nussgranulat usw.) sowie Arbeitsplätze zur manuellen Nachbearbeitung der Rapid Tooling Erzeugnisse. Eine Thermografiekamera TESTO 890 mit besonders hoher Auflösung steht für die Überwachung des Bauprozesses in den RP-Anlagen sowie zur Detektion von Verschleißvorgängen an Maschinenelementen zur Verfügung.

Für die virtuelle stereoskopische Produktentwicklung stehen sechs Arbeitsplätze zur Verfügung sowie für die Demonstration ein 65“ Monitor mit Shutterbrille und eine Powerwall in unserem Seminarraum. Mit Hilfe von EON Studio können auf diesen Geräten Virtual-Reality Szenen mit Gestensteuerung betrachtet werden.

Kooperationsangebote

Das IMW arbeitet in einer Vielzahl von Projekten in enger Kooperation mit namhaften Industrieunternehmen in allen Tätigkeitsbereichen zusammen:

Entwicklung, Konstruktion und Fertigung

- Entwicklung neuer Konstruktionen (z.B. Prüfstände und Mühlen)
- Gestaltung von Maschinenelementen und Maschinenteilen
- Fertigungsmöglichkeiten für Prüfkörper und Nullserien
- Konstruktion und Herstellung von metallischen Formen, Funktionsteilen und Prototypen durch direktes Lasersintern (Rapid Tooling)
- Spritzgießen kleinerer Kunststoffteile (PE, PP) in geringen Stückzahlen mit Hilfe einer Spritzgusspistole

Versuche, Messungen und Berechnungen

- Durchführung von komplexen Festigkeitsberechnungen und -nachweisen mit Hilfe der FEM (2D/3D)
- Erarbeitung von Berechnungsansätzen für Maschinenelemente
- Schadensfallanalysen
- DMS- und Schwingbeschleunigungs-Messungen unter Betriebsbedingungen an Maschinenteilen
- Durchführung von maschinenakustischen Untersuchungen und Optimierungen
- Durchführung von Verschleiß- und Festigkeitsuntersuchungen auf den Prüfständen

Beratung und Gutachten

- Beratung, Untersuchung und Erstellung von Gutachten zur Bauteilfestigkeit
- Beratung, Untersuchung und Gutachten zur Konstruktion lärmarmen Maschinen
- Beratung zu Konstruktions- und Patentfragen
- Beratung und Hilfestellung bei der Beantragung und Durchführung von nationalen und internationalen Forschungsprojekten

Forschungsschwerpunkte

Die Forschungsschwerpunkte gliedern sich in folgende Bereiche:

Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen

Neben allgemeinen Fragen der Grundlagen des Maschinenwesens wie Beanspruchungsermittlung, Reibung, Verschleiß und Tragfähigkeit stehen folgende Maschinenelemente besonders im Vordergrund:

- Zahn- und Keilwellen-Verbindungen
- Spielbehaftete Längsstift-Verbindungen
- Pressverbindungen mit Rändel
- Innenhochdruckgefügte und konventionelle Pressverbindungen mit geometrischen Schwächungen (z.B. Axial- oder Radialbohrungen in Welle und/oder Nabe)
- Kreuz- und Gleichlauf-Gelenkwellen
- Torsionssteife Kupplungen mit Ausgleichsfunktion in radialer und axialer Richtung
- Seiltrommeln (ein- und mehrlagig bewickelt)
- Stahldrahtseile und Kunststoffseile
- Freiläufe
- Druckkamm als Axiallager in Getrieben
- Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen

Weitere Forschungsprojekte beschäftigen sich mit der elasto-plastischen Beanspruchung von Maschinenelementen und der Entwicklung von Berechnungssoftware für Maschinenelemente.

Konstruktionssystematik und Rechneinsatz im Maschinenbau

Die Entwicklung von Konstruktionsinformationssystemen zur Unterstützung des Produktentwicklers unter Einbeziehung aller Produktlebensphasen sind Gegenstand verschiedener Forschungsprojekte.

Weitere Themenschwerpunkte sind:

- Normungs- und Standardisierungsprozessen in der Produktentwicklung
- Einführung von Normungsinformationstechniken
- Unterstützung von Online-Normung
- Verbesserung von Benutzerschnittstellen zur Mensch-Maschine Interaktion

Maschinenakustik

Im Rahmen der Maschinenakustik werden Forschungsarbeiten zur Lärminderung von Bauteilen und Maschinensystemen durchgeführt. Für experimentelle Untersuchungen und Entwicklungen zu Körperschall, Schallemission und Körperschall-impedanz- und Dämpfungselementen steht entsprechende Messwerterfassungs- und Verarbeitungshardware und -software zur Verfügung.

Rapid Prototyping / Rapid Tooling

Die Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten auf dem Gebiet Rapid Prototyping / Rapid Tooling umfassen die gesamte Rapid Tooling Verfahrenskette.

Hierzu zählt im Einzelnen:

- die Rapid Tooling gerechte CAD-Konstruktion
- die Datenaufbereitung für den Sinterprozess
- der Rapid Tooling Bauprozess einschließlich der Untersuchung von neuen Sinterparametern und Sinterwerkstoffen
- die Nachbearbeitung bzw. das Finishen der Sinterbauteile durch Beschichten und Infiltrieren

Weiterhin werden die Anwendungsgebiete der Rapid Tooling Technologie betrachtet wie z. B. die Herstellung von Elektroden für das funkenerosive Abtragen und das Sintern von Formen für den Gummi- und Kunststoffspritzguss oder Faserverbundkonstruktionen sowie das Generieren von Funktions- und Einsatzteilen mittels neu entwickelter Sinterwerkstoffe und Sinterstrategien.

Veröffentlichungen des Institutes seit dem 01.01.2007

Veröffentlichungen 2014

Martinewski, V.: FVA-694, Freilauf kombinierte Lasten, Zwischenbericht, Forschungsreport 2014, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2014

Hofmann, S.: FVA-704, Stirnseitige Befestigung von Freiläufen, Zwischenbericht; Forschungsreport 2014; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2014; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2014

Mänz, T.: FVA-658 I, Untersuchungen von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, Abschlussbericht, Forschungsreport 2014, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2014

Schmelter, R.: FVA-505 II, Reibwert- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich, Zwischenbericht, Forschungsreport 2014, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2014

Wild, J.: FVA-467 II, Tragfähigkeit von Profیلwellen (Zahnwellen-Verbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen, Abschlussbericht, Forschungsreport 2014, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2014

Amorim, F.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Production of EDM Electrodes by Layer Manufacturing; 6th BRAGECRIM Annual Meeting, 26./27.11.2014, Darmstadt

Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Dimensionierung innenhochdruckgefügtter Pressverbindungen; 6. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2014, 5./6.11.2014, VDI-Berichte 2238, S. 213-223, ISBN 978-3-18-092238-6

Lohrengel, A.; Mänz, T.; Schäfer, G.: Untersuchungen an Pressverbindungen mit gerändelter Welle; 6. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2014, 5./6.11.2014, VDI-Berichte 2238, S. 119-130, ISBN 978-3-18-092238-6

Schäfer, G.: Auslegung von Passverzahnungen – In Kombination mit dem örtlichen Konzept der FKM-Richtlinie; 6. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2014, 5./6.11.2014, VDI-Berichte 2238, S. 53-64, ISBN 978-3-18-092238-6

Lohrengel, A.; Heß, M.: Druckkamm-lagerungen zum Einsatz in effizienten schrägverzahnten Getrieben; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; Januar 2014, ISSN 1869-8018

Schulze, M.; Lohrengel, A.; Stahr, K.: Auswirkungen von Faserseilen auf die Bewicklung von Seiltrommeln; 6. Fachkolloquium InnoZug, Innovative Anwendungen für Hochleistungsfasern in der Fördertechnik 23. und 24. September in Chemnitz, ISBN 978-3-945479-00-1

Lohrengel, A.; Wächter, M.; Stahr, K.; Schulze, M.: Longitudinal and transversal stiffness of wire hybrid and fibre ropes and their effects on the strain scenario of multilayer wound rope drums; IMCA Wire Rope Workshop 2014, Amsterdam 18th March 2014

Müller, N.; Langenbach, J.: Digitale Modelle senken Kosten und steigern Qualität; Technologie-Informationen, 1/2014

Langenbach, J.; Deiters, A.; Hortop, A.; Lachmayer, R.; Lohrengel, A.; Vietor, T.: Improving Engineering Education Through Distributed Development Projects; The 16th International Conference on Engineering & Product Design Education, 4. und 5. September 2014 in Enschede, ISBN 978-1-904670-55-1

Langenbach, J.; Nagler, N.; Müller, N.; Lohrengel, A.: Systematisches Testen von numerischen Berechnungswerkzeugen; 12. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, 16. und 17. Oktober 2014 in Bayreuth, ISBN: 978-3-00-046544-4

Veröffentlichungen 2013

Amorim, F.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Czelusniak, T.: A study on the SLS manufacturing and experimenting of TiB₂-CuNi EDM electrodes; Rapid Prototyping Journal 19(6), 418-429, Emerald Group Publishing Limited, 2013/9/27

Lohrengel, A.; Heß, M.: Verbesserung des Tragfilmaufbaus in Druckkamm Lagerungen durch Anpassung der Laufflächengeometrie; In: Gleit- und Wälzlagerungen : Gestaltung, Berechnung, Einsatz mit Fachausstellung ; Schweinfurt, 23. und 24. April 2013. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2013 (VDI-Berichte, 2202). ISBN 978-3-18-092202-7, S. 367-370

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Beanspruchungsgerechte Gestaltoptimierung von Windentrommeln bei mehrlagiger Bewicklung mit modernen Fasergeflechten; 21. Internationale Kranfachtagung "Krane - Nachhaltigkeit in Entwicklung und Betrieb" (2013) S. 223-234, ISBN: 3-89194-205-2

Shen, L.J.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Plain-fretting fatigue competition and prediction in spline shaft-hub connection. International Journal of Fatigue 52, 68-81, Elsevier, 2013/7/31

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Simulation of fibre ropes and their effects on the strain scenario of multilayer wound rope drums; Simulating rope applications; Proceedings of the OIPEEC Conference 2013, Dr. I.M.L. Ridge, Oxfordshire, UK, ISBN: 978-0-9552500-4-0

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Potentiale sowie Auswirkungen von Hochfestfaserseilen auf mehrlagig bewickelten Seiltrommeln im Bergbau-, Offshore- als auch Kranbereich; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; November 2013, ISSN 1869-8018

Amorim, F.L.; Lohrengel, A.; Müller, N. Schäfer, G.; Czelusniak, T.: Performance of sinking EDM electrodes made by selective laser sintering technique. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 65 (9-12), 1423-1428, Springer-Verlag 2013/4/1

Langenbach, J.; Müller, N.; Lohrengel, A.: Demonstration der flexiblen Prozessführung in modularen, integrierten Entwicklungsumgebungen, in: Brökel, K.; Feldhusen, J. et. al. (Hrsg.): 1. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2013, Shaker Verlag, Aachen, 2013, S. 53 – 62, ISBN 978-3-8440-2182-0

Langenbach, J.; Müller, N.: Softwareprototyp zur Evaluation eines flexiblen Prozessmanagements in modularen, integrierten Entwicklungsumgebungen; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; März 2013, ISSN 1869-8018

Schmelter, R.; Lohrengel, A.: Effects of locale property changing of hardable sheetmetals to transmission of sound; In: AIA–DAGA 2013: Proceedings of the International Conference on Acoustics; 18. – 21. März 2013 in Meran, S. 1545 - 1549; ISBN: 978-3-939296-05-8, Berlin 2013

Schmelter, R.: FVA-505-II, Reibkraft- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich, Zwischenbericht, Forschungsreport 2013, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Nagler, N.; Lohrengel, A.: Axiale Belastbarkeit der Freiläufe; Zwischenbericht; Forschungsreport 2013; Band 2; S. 203-214; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Nagler, N.; Lohrengel, A.; Qian, B.; Rienäcker, A.; Ochse, G.: Freilauf kombinierte Lasten; Zwischenbericht; Forschungsreport 2013; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2013; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Wild, J.: FVA-467 II, Tragfähigkeit von Profilwellen (Zahnwellen-Verbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen, Zwischenbericht, Forschungsreport 2013, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Mänz, T.: FVA-658 I, Untersuchungen von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, Zwischenbericht, Forschungsreport 2013, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Veröffentlichungen 2012

Heinze, T.; Lohrengel, A.; Stahr, K.: Dimensionierung von Seiltrieben - zum Verformungsverhalten von Faserseilen; Hebezeuge Fördermittel - Fachzeitschrift für Technische Logistik, 7-8/2012; ISSN 0017-9442, August 2012

Thoden, D.; Lohrengel, A.; Stahr, K.: Finite Elemente Design als Konstruktionsmethode für lärmarme Produkte; In: Hanselka, H. (Hrsg.): Fortschritte der Akustik - Tagungsband der 38. Deutschen Jahrestagung für Akustik DAGA 2012 in Darmstadt, S. 167-168; ISBN: 978-3-939296-04-1, Berlin, 2012.

Schäfer, G.: Neuerungen in der Berechnung von Passverzahnungen – Der Festigkeitsnachweis; 5. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2012, VDI-Berichte 2176, S. 197-210, ISBN 978-3-18-092176-1

Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Klüß, D.; Ruther, C.: Akustische Charakterisierung von organischem Gewebe. Fortschritte der Akustik: DAGA 2012, 38. Jahrestagung für Akustik, 19.-22. März 2012 in Darmstadt, ISBN: 978-3-939296-04-1

Lohrengel, A.; Schmelter, R.; Schäfer, G.: effects of locale property changing of hardable sheetmetals to transmission of sound, International Conference on Mechanics of Nano, Micro and Macro Composite Structures, Turin 18.-20.06.2012

Hartlieb, B.; Müller, N.; Schröder, B.: Normung für Kleinunternehmen aus Industrie und Handwerk, 1. Auflage Berlin, Beuth, ISBN: 978-3-410228-30-1

Amorim, F.L.; Lohrengel, A.; Neubert, V.; Higa, C.F.; Czelusniak, T.: Selective Laser Sintering of Mo-CuNi Composite to be Used as EDM Electrodes, Rapid Prototyping Journal. 2012

Amorim, F.L.; Müller, N.; Schäfer, G.; Bassani, I.; Higa, C.F.; Noronha, M.A.; Czelusniak, T.: "Producing EDM Electrodes using Selective Laser Sintering: Conventional Materials", Advanced Materials Research. 2012

Müller, N.; Siemann, E.: Generative Fertigung in der Produktentwicklung – Schicht für Schicht zum Bauteil, (2012), Ingenieur Spiegel (ISSN 1868-5919)

Nagler, N.: FVA-653 I, Axiale Belastbarkeit der Freiläufe, Zwischenbericht, Forschungsreport 2012, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2012

Mänz, T.: FVA-658 I, Untersuchungen von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, Zwischenbericht, Forschungsreport 2012, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2012

Nangue, A.: FVA-467 II, Tragfähigkeit von Profilverbindungen (Zahnwellenverbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen, Zwischenbericht, Forschungsreport 2012, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2012

Schäfer, G.: FVA-591, FVA-Berechnungsrichtlinie für Zahnwellenverbindungen, Zwischenbericht, Forschungsreport 2012, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2012

Veröffentlichungen 2011

Ruther, C. A.; Timm, U.; Ewald, H.; Mittelmeier, W.; Bader, R.; Schmelter, R.; Lohregel, A.; Kluess, D.: Current possibilities for detection of loosening of total hip replacements and how intelligent implants could improve diagnostic accuracy; Recent Advances in Arthroplasty (2011), ISBN: 978-953-307-990-5

Lohregel, A.; Schäfer, G.; Nagler, N.; Meier, L.: Windenergiespeicherung durch Nachnutzung stillgelegter Bergwerke - Maschinentechnische Aspekte (2011); S. 278 – 334; ISBN: 978-3-942216-54-8

Lohregel, A.; Thoden, D.; Schmelter, R.: Hören, was das Lager sagt - Praktische Lagerdiagnose in der Maschinenakustik-Ausbildung. Fortschritte der Akustik: DAGA 2011, 37. Jahrestagung für Akustik, 21.-24. März 2011 in Düsseldorf, ISBN: 978-3-939296-02-7

Lohregel, A.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Konstruktions-systematik zur Entwicklung hochfester, lokal angepasster Strukturen mit Hilfe des Finite Elemente Design; 8. Industriekolloquium Sonderforschungsbereich 675 „Erzeugung hochfester metallischer Strukturen und Verbindungen durch gezieltes Einstellen lokaler Eigenschaften“ (2011) S. 45–53, ISBN: 3-92360-24-2

Lohregel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Safe use of hoisting drums wound with multiple layers of wire, hybrid, fibre and/or large diameter ropes; Safe use of ropes; Proceedings of the OIPEEC Conference 2011, Dr. I.M.L. Ridge, Oxfordshire, UK, ISBN: 978-0-9552500-3-3

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Sicherer Einsatz von Seiltrommeln bei mehrlagiger Bewicklung mit Kunststoffseilen und/oder großer Nenndurchmesser; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; Dezember 2011, ISSN 1869-8018

Lohrengel, A.; Thoden, D.; Schäfer, G.: Untersuchungen zum Anfahrverhalten von Druckkämmen; In: Gleit- und Wälzlagerungen : Gestaltung, Berechnung, Einsatz mit Fachausstellung ; Schweinfurt, 24. und 25. Mai 2011. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011 (VDI-Berichte, 2147). - ISBN 978-3-18-092147-1, S. 419-422

Veröffentlichungen 2010

Amorim, F.L.; Müller, N.; Bassani, I.; Schäfer, G.; Siemann, E.; Czelusniak, T.; Noronha, M.A.; Higa, C.F.; Bönsch, K.; Belmonte, G.R.: Some results on the performance of EDM electrodes produced by SLS technique; 6th Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2010), 15th-26th November 2010, Cardiff

Müller, N.; Bessling, S.; Bormann, E.: Normungsinformationstechnologien für KMU und Handwerk; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 06-2010, S. 20-25, Beuth Verlag Berlin 2010, ISSN 0722-2912

Müller, N.: Zugang mit neuen Medien zur Normungsarbeit; tech transfer, Hannover Messer Industrie, Vortrag 20.04.2010, Hannover 2010

Schäfer, G.: Berechnungsrichtlinie für Zahnwellenverbindungen; Tagungsband, FVA-Informationstagung, Würzburg 23./24. November 2010, www.fva-net.de

Rolshofen, W.; Schäfer, G.: Measurement of torque in underground loaders, as a basis for optimization; Advanced Mining Solutions 03/2010, advanced-mining, Aachen, S. 93 – 97, http://www.advanced-mining.com/images/upload/ams_201003_en.pdf

Daryusi, A.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schlecht, B.: Ermüdungsfestigkeit von Zahnwellenverbindungen mit freiem und gebundenem Auslauf; 4. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2010, VDI-Berichte 2114, S. 361-366, ISBN 978-3-18-092114-3

Schäfer, G.: Neuerungen in der Berechnung von Passverzahnungen; 4. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2010, VDI-Berichte 2114, S. 197-210, ISBN 978-3-18-092114-3

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Shen, L. J.: Optimization design of shaft-hub connection in ball type plunging constant velocity joints; 4. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2010, VDI-Berichte 2114, S. 355-360, ISBN 978-3-18-092114-3

Hilgermann, J. L.; Lohrengel, A.: Gestaltung und Dimensionierung innenhochdruckgefügtter Pressverbindungen mit dominierendem Kraftschluss unter statischer und dynamischer Betriebslast. In: Welle-Nabe-Verbindungen : Gestaltung - Fertigung - Anwendungen mit Fachausstellung ; 4. VDI-Fachtagung Nürtingen bei Stuttgart, 27. und 28. Oktober 2010. Düsseldorf : VDI-Verl., 2010 (VDI-Berichte, 2114). - ISBN 9783180921143, S. 51-62

Lohrengel, A. ; Thoden, D. ; Dietz, P.: Über die Beanspruchung von dünnwandigen Pressverbänden unter exzentrischer Axialkraft. In: Welle-Nabe-Verbindungen : Gestaltung - Fertigung - Anwendungen mit Fachausstellung ; 4. VDI-Fachtagung Nürtingen bei Stuttgart, 27. und 28. Oktober 2010. Düsseldorf : VDI-Verl., 2010 (VDI-Berichte, 2114). - ISBN 9783180921143, S. 81-92

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Nagler, N.: Maschinenbauliche Fragestellungen, Forschungsjahrbuch Erneuerbare Energien 2009, Windenergiespeicherung durch Nachnutzung stillgelegter Bergwerke; Förderkennzahl des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: 0325074,
<http://idserver.fiz-karlsruhe.de/ih3000/ptj2010/>

Arslan, G.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Minimierte Zahnfußbiegespannungen an Zahnstangen durch optimierte Zahnfußausrundung mit Isight; Deutsche SIMULIA-Konferenz 2010, 20. und 21. September 2010, Heidelberg

Lohrengel, A.; Bessling, S.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Systematic Design Approach to the Development of High-Strength, Locally Adapted Structures with the Aid of the Finite Element Design (FED) Method; Creation of High-Strength Structures and Joints; Advanced Materials Research, Volume 137, Page 413-450, Trans Tech Publications Inc., Stafa-Zurich, (2010), ISBN: 978-0-87849-234-3

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Thoden, D.: Acoustic Measurement to Proof High-Strength Structures and Joints; Creation of High-Strength Structures and Joints; Advanced Materials Research, Volume 137, Page 451-456, Trans Tech Publications Inc., Stafa-Zurich, (2010), ISBN: 978-0-87849-234-3

Kruk, R; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Hermerath, P.; Esderts A.; Wilmes, C.; Neubert, V.: Erhöhung der Leistungsfähigkeit von Brüdenventilatoren. Studie von konstruktiven Optimierungsmöglichkeiten der in Industrie eingesetzten Ventilatoren. 6. VDI – Fachtagung Ventilatoren Entwicklung – Planung – Betrieb, VDI – Berichte, Braunschweig, 16. und 17. November 2010, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2010,

Kruk, R; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schmelter, R.; Thoden, D.: Körperschallübertragung von Gleitlagern – Eine Messstrategie für Ermittlung von frequenzabhängiger Parameter der Gleitlagern. VDI – Fachtagung mit Fachausstellung Maschinenakustik 2010, Wettbewerbsvorteil durch geräuscharme Produkte, VDI – Berichte 2118, Leonberg bei Stuttgart, 26. und 27. Oktober 2010, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2010, ISBN 978-3-18-092118-1, S. 15-21

Kruk, R.; Thoden, D.; Lohrengel, A.; Dietz, P.; Schäfer, G.: Körperschallübertragung von Wälz- und Gleitlagern. Fortschritte der Akustik: DAGA 2010, 36. Jahrestagung für Akustik, 15.-18. März 2010 in Berlin, ISBN 978-3-9808659-8-2, S. 529-530

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Nagler, N.: Maschinenbauliche Fragestellungen. Forschungsjahrbuch Erneuerbare Energien 2009, Windenergiespeicherung durch Nachnutzung stillgelegter Bergwerke; Förderkennzahl des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: 0325074,

<http://idserver.fiz-karlsruhe.de/ih3000/ptj2010/>

Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Thoden, D.: Maschinenakustik mal praktisch. Fortschritte der Akustik: DAGA 2010, 36. Jahrestagung für Akustik, 15.-18. März 2010 in Berlin, ISBN 978-3-9808659-8-2, S. 451-452

Thoden, D.; Lohrengel, A.; Hilgeramann J.,L.; G. Kruk, R.; Leng, M.; Nsenga, E.,B.: Ansatz zur akustischen Lokalisierung von eingelegten Verstärkungsblechen in Sandwichstrukturen. Fortschritte der Akustik: DAGA 2010, 36. Jahrestagung für Akustik, 15.-18. März 2010 in Berlin, ISBN 978-3-9808659-8-2, S. 451-452

Rolshofen, W.; Schäfer, G.: Drehmomentmessung an Fahrladern als Basis für Optimierungen, Fördertechnik im Bergbau, Kolloquium 27./28. Januar 2010, Clausthal Zellerfeld, ISBN 978-3-86948-057-2

Veröffentlichungen 2009

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Wächter, M.: Leistungssteigerung von Zahnwellenverbindungen durch Neugestaltung des Zahnprofils; Konstruktion, Januar/Februar 1/2-2009, ISSN 0720-5953

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schwarzer, T.; Wächter, M.: Problems related to the design of multi layer drums for synthetic and hybrid ropes; OIPEEC Conference / 3rd International Ropedays; Stuttgart März 2009

Lohrengel, A.; Bessling, S.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Konstruktionssystematik zur Entwicklung hochfester, lokal angepasster Strukturen mit Hilfe des Finite Elemente Design (FED); 7. Industriekolloquium „Potenziale metallischer Werkstoffe lokal nutzen“ (2009) S. 195 –202, ISBN: 3-92360-24-2

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Lau, P.: Gelenkwellenforschung; Ingenieurspiegel, 3/2009, ISSN 1868-5919, S. 56-57

Müller, N.; Bessling, S.; Bormann, E.: Einbindung von kleinen und mittleren Unternehmen in Normungsprozesse; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 04-2009, S. 15-20, Beuth Verlag Berlin 2009, ISSN 0722-2912

Müller, N. (Hrsg.): Normung und Hochschule; Tagungsband Nr. 1, 2009, Clausthal-Zellerfeld, ISSN 1868-730X

Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.: Innenhochdruckfügen - Eine Versuchsparemeter Auswahl; Kongress für Simulation im Produktentstehungsprozess (SIMPEP), 18.-19. Juni, Veitshöchheim

Müller, N.; Bessling, S.; Bormann, E.: Normung und Hochschule; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 07-2009, S. 125-126, Beuth Verlag Berlin 2009, ISSN 0722-2912

Rolshofen, W.: Application of acoustic holography for human-computer interaction; 16th International Congress on Sound and Vibration, 5th–9th July 2009, Kraków, Poland

Kruk, R.; Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Thoden, D.: Novel test bed for vibration transmission through rolling and slide bearings; 16th International Congress on Sound and Vibration, 5th–9th July 2009, Kraków, Poland

Lohrengel, A.; Bessling, S.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Finite Element Design (FED) - a new approach for material and manufacturing based design rules; 5th Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), 6th-17th July 2009, Cardiff, GB

Dietz, P.; Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Internal high pressure assembled press fit shaft-hub connections; 5th Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), 6th-17th July 2009, Cardiff, GB

Mänz, T.; Lohrengel, A., Schäfer, G.: Optimization of a production machine with the help of numerical simulation tools. 2nd International Researchers Symposium on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), July 2009, Ischia

Nagler, N.; Lohrengel, A., Schäfer, G.: Subsurface pumped storage plants – A new approach to store energy. 2nd International Researchers Symposium on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), July 2009, Ischia (Veröffentlichung vor. Anfang 2010)

Dietz, P.: 175 Jahre Drahtseil – Das mechanische System Seil-Seiltrommel, Papierflieger Verlag, 1. Auflage 2009, Clausthal-Zellerfeld, ISBN 978-3-86948-004-6

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schwarzer, T.; Wächter, M.: Synthetic and Hybrid Ropes on cranes; Sept. 2009, Crane Hot Line, cranehotline.com

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Einflüsse der Seileigenschaften von Kunststoffen auf die Trommel; InnoZug 3. Fachkolloquium 23. September 2009, Chemnitz

Thoden, D.; Lohrengel, A.; Dietz, P.: Aktuelle Entwicklungen in der Druckkammauslegung; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2009, 24. und 25. November 2009, Dresden

Daryusi, A.; Lau, P.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schlecht, B.: Mehrfachkerbwirkung an Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit freier und gebundener Auslaufgeometrie; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2009, 24. und 25. November 2009, Dresden

Hartlieb, B.; Kiehl, P.; Müller, N.: Normung und Standardisierung – Grundlagen, Beuth Verlag, 1. Auflage 2009, Berlin, ISBN 978-3-410-17113-3

Veröffentlichungen 2008

Käferstein, B.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Einfluss der Fügestelle auf den Körperschall in Feinblechkonstruktionen; Tagung Fahrzeugunterboden; CTI Augsburg 23./24.01.2008

Müller, N.; Bormann, E.; Kramer, W.; Marktzugang und Marktzulassung mittels Normen und Standards; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 03-2008, S. 15-22, Beuth Verlag Berlin 2008, ISSN 0722-2912

Sambale, B.; Schäfer, G.: Weiterentwicklung dualer Studienangebote im tertiären Bereich; Projektgruppe „Innovationen im Bildungswesen“ der Bund-Länder-Kommission; Arbeitsbericht März 2008

Käferstein, B.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Acoustic behaviour of joints in sheet metal; XV Acoustical and Biomedical Engineering Conference; 14.-18.04-2008 Zakopane; Polish Acoustical Society; www.iab2008.agh.edu.pl

Rolshofen, W.; Dietz, P.; Schäfer, G.; Kruk, R.: TAI-CHI: Tangible Acoustic Interfaces for Computer-Human Interaction; XV Acoustical and Biomedical Engineering Conference; 14.-18.04-2008 Zakopane; Polish Acoustical Society; www.iab2008.agh.edu.pl

Rolshofen, W.; Schäfer, G.: Offshore-Verbund-Kraftwerk; Ideen Park Stuttgart; 17.05.-25.05.2008 Stuttgart

Schäfer, G.: Mechanik, Schäden an Großmaschinen, Tagung „Schadensfalluntersuchung“, Haus der Technik, 28./29.05.2008, Essen

Schäfer, G.: Calculation of Splined Shafts; 11.-13.06.2008 Universiti Teknologi MARA, UITM Malaysia

Müller, N.; Verleihung der FTMV-Gütesiegel; Zukunft Ingenieurwissenschaften - Zukunft Deutschland; S.247-249, Springer-Verlag 2008 ISBN 978-3-540-89608-1

Korte, T.: Längsstiftverbindungen als Alternative zur Passfeder. Konferenzband zur 16. internationalen wissenschaftlich-technischen Konferenz TEMAG 2008 Lebensdauer von Konstruktionselementen und -baugruppen in Bergbaumaschinen. Biblioteka TEMAG 2008, ISBN 978-83-61442-04-2

Kruk, R., Kramarczuk, W., Wieczorek, A.: Zastosowanie metody sztywnych elementow skonczonej do wyznaczania obciazen dynamicznych przekladnie zebatej. Konferenzband zur 16. internationalen wissenschaftlich-technischen Konferenz TEMAG 2008 Lebensdauer von Konstruktionselementen und -baugruppen in Bergbaumaschinen. Biblioteka TEMAG 2008, ISBN 978-83-61442-04-2

Kruk, R., Thoden, D., Backhaus, S.-G.: Neuartiger Prüfstand zur akustischen Untersuchung von Wälz- und Gleitlagern. Fortschritte der Akustik : DAGA 2008 ; 34. Jahrestagung für Akustik, 10. - 13. März 2008 in Dresden, ISBN: 978-3-9808659-4-4

Seitz, T.; Dietz, P.; Lohrengel, A.: Werkstoffauswahl für transportable Zerkleinerungseinrichtungen. ProcessNet Jahrestagung 2008, 09.10.2008, Karlsruhe. In: Chemie Ingenieur Technik 9/2008, S. 1436, Wiley-VCH Verlag, Weinheim, ISSN 0009-286X.

Veröffentlichungen 2007

Müller, N.; Bormann, E.; Kramer, W.: Marktzugang und Marktzulassung mittels Normen und Standards; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 03-2007, S. 11-17, Beuth Verlag Berlin 2007, ISSN 0722-2912

Schäfer, G.: Using manufacturing influences to material proper-ties within design, ICMA '07, Singapore, ISBN: 978-981-05-8089-6

Schwarzer, T.: Die Problematik der Auslegung mehrlagig bewickelter Seiltrommeln bei der Bewicklung mit Kunststoff- oder Hybridseilen, 15. Internationale Kranfachtagung, Bochum Mai. 2007, ISBN 3-89194-179-X

Rolshofen, W.; Dietz, P.; Beck, H.-P., et al.: Base Load Power from the North Sea. European Wind Energy Conference (EWEC 2007), Milan, Italy, 7-10 May 2007

Schäfer, G.: Netzintegration von Offshore Großwind-anlagen, Vortrag, science.fest 2007, Mannheim

Kramer, W.; Müller, N.: Marktzugang und Marktzulassung mit-tels Normen und Standards, Vortrag, VDI-VDE-DGQ Gemein-schaftskreis Qualitätsmanagement Hannover, 25.06.2007, Hannover

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Wesling, V.: Iterative loop to include material and manufacturing information in an early design stage, Virtual International Conference on Innovative Production Ma-chines and Systems (IPROMS 2007), The Internet, 2nd-13th July 2007, Whittles Publishing (Scotland) (2007). To be published end of 2007

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Wesling, V.: Design strategies for the development of high strength coupling elements from require-ment optimized composite materials, Creation of High-Strength Structures and Joints by Setting up Local Material Properties, trans tech publications, Stafa-Zurich, 2007, ISBN: 978-0-87849-455-2

Lohrengel, A.; Ostertag, W.; Sprick, R.: An innovative device for the manufacture of disposable medical- and healthcare products. Virtual International Conference on Innovative Production Ma-chines and Systems (IPROMS 2007), The Internet, 2nd-13th July 2007, Whittles Publishing (Scotland) (2007). To be published end of 2007

Schäfer, G.: Auslegung von Zahnwellen-Verbindungen. VDI-Berichte 2004, VDI Tagung Wiesloch Okt. 2007, ISBN 978-3-18-092004-7

Korte, Th.: Dimensionierung und Gestaltung von spielbehafteten Längs-stift-verbindungen. VDI-Berichte 2004, VDI Tagung Wi-esloch Okt. 2007, ISBN 978-3-18-092004-7

Dietz, P.; Kruk, R.; Lohrengel, A.; Wieczorek, A.: Stanowisko do badan wlasnosci dynamicznych lozysk. XV Jubileuszowa Mied-zynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna TEMAG 2007, S. 25-29. Gliwice – Ustron Oktober 2007, ISBN 978-83-917265-6-3.

Dietz, P.; Kruk, R.; Lohrengel, A.; Wieczorek, A.: Wyniki obliczen parametrow dynamicznych lozysk tocznych. XV Jubileuszowa Miedzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna TEMAG 2007, S. 31-39. Gliwice – Ustron Oktober 2007, ISBN 978-83-917265-6-3.

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schwarzer, T.: Charakterystyka naprezen w linach hybrydowych wykonanych z tworzyw w trakcie wielo-warstwowego ich nawijania na beben. XV Jubileuszowa Miedzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna TEMAG 2007, S. 139-151. Gliwice – Ustron Oktober 2007, ISBN 978-83-917265-6-3.

Rolshofen, W.; Dietz, P.; Schäfer, G.: Application of Tangible Acoustic Interfaces in the Area of Production Control and Manu-facturing. J. Jacko (Ed.): Human-Computer Interaction, Part II, HCII 2007, LNCS 4551, pp. 920–925, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2007, ISBN: 978-3-540-73106-1

Erschienene Institutsmitteilungen seit 2007



TU Clausthal

Institutsmitteilung 2007



TU Clausthal

Institutsmitteilung 2008



TU Clausthal

Institutsmitteilung 2009



TU Clausthal

Institutsmitteilung 2010





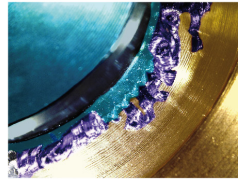
TU Clausthal

Institutsmitteilung 2011



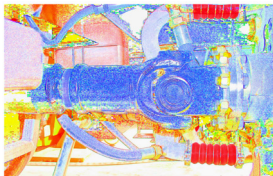
TU Clausthal

Institutsmitteilung 2012



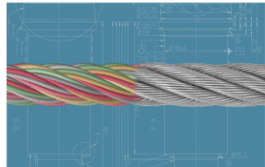
TU Clausthal

Institutsmitteilung 2013



TU Clausthal

Institutsmitteilung 2014



Autoren

Arslan, Gökhan: Jahrgang 1975, studierte theoretischen Maschinenbau an der TH Karlsruhe, seit 12.10.2009 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. arslan@imw.tu-clausthal.de

Heß, Marcel: Jahrgang 1984, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 15.10.2011 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. hess@imw.tu-clausthal.de

Hilgermann, Jan Lukas: Jahrgang 1981, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, vom 01.02.2007 bis 28.02.2011 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. info@imw.tu-clausthal.de

Hofmann, Sebastian: Jahrgang 1988, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.06.2013 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. hofmann@imw.tu-clausthal.de

Jakob, Marius: Jahrgang 1989, studiert Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.12.2013 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. jakob@imw.tu-clausthal.de

Kasüschke, Lucy: Jahrgang 1989, studiert Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.10.2014 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW. kasueschke@imw.tu-clausthal.de

Langenbach, Joachim: Jahrgang 1984; studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Dresden, seit 01.04.2011 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. langenbach@imw.tu-clausthal.de

Lohrengel, Armin: Jahrgang 1966, studierte Maschinenbau/Konstruktionstechnik an der TU Clausthal und RWTH Aachen, bis 09/1999 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente und –gestaltung der RWTH Aachen, Promotionsthema: Lebensdauerorientierte Dimensionierung von Freiläufen, bis 01/2007 Leiter Maschinenentwicklung Paul Hartmann AG Heidenheim, seit 01.02.2007 Universitätsprofessor und Institutsdirektor des IMW. lohrengel@imw.tu-clausthal.de

Mänz, Tobias: Jahrgang 1982, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 06.04.2009 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. maenz@imw.tu-clausthal.de

Martiniwski, Viktor: Jahrgang 1989, studiert Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.04.2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. martiniwski@imw.tu-clausthal.de

Prumbohm, Max: Jahrgang 1986, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 15.04.2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. prumbohm@imw.tu-clausthal.de

Müller, Norbert: Jahrgang 1949, studierte allgemeinen Maschinenbau an der FH Frankfurt und TH Darmstadt, Leiter Zentralaufgaben Konstruktion der Pittler AG, wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW, Promotion 1990 über rechnergestützte Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen am Beispiel von Zentrifugentrommeln, Bereichsleiter Informationstechnik der Pittler GmbH, seit 01.11.1997 Professor für Rechnerintegrierte Produktentwicklung am IMW. mueller@imw.tu-clausthal.de

Nagler, Nadine: Jahrgang 1984, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, von 06.04.2009 bis 28.02.2014 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW. info@imw.tu-clausthal.de

Schäfer, Günter: Jahrgang 1963, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.11.1989 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW, seit 1991 akademischer Rat, Promotion im November 1995 über Verschleiß und Berechnung von Zahnwellen-Verbindungen, seit 2002 akademischer Oberrat. schaefer@imw.tu-clausthal.de

Schmelter, Rico: Jahrgang 1984, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Dresden, seit 15.01.2010 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. schmelter@imw.tu-clausthal.de

Schulze, Martin: Jahrgang 1984, studiert Wirtschaftsingenieurwesen an der TU Clausthal, seit 09.09.2013 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. m.schulze@imw.tu-clausthal.de

Wächter, Martina: Jahrgang 1959, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.04.1985 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW. waechter@imw.tu-clausthal.de

Wild, Jochen: Jahrgang 1981, studierte Maschinenbau an der DHBW Mannheim sowie an der TU Clausthal, seit 01.10.2012 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. wild@imw.tu-clausthal.de

So finden Sie das IMW



Aus Richtung Hannover / Hamburg:

A7 bis Ausfahrt **Seesen** → An der Ampel rechts; nach ca. 1,5 km links auf die vierspurige **B243**

B243 an der Ausfahrt **Clausthal-Zellerfeld**, **Braunlage** verlassen auf die **B242**

B242 → Richtung Ortsteil Zellerfeld abbiegen

Im **Ortsteil Zellerfeld** rechts auf die **B241** einbiegen → nach lang gezogener Linkskurve in den Kreisverkehr einbiegen → auf rechter Spur dem Verlauf der **B241** folgen und den Kreisverkehr verlassen → nach ca. 100 m rechts die Robert-Koch-Straße einbiegen.

Das IMW (Gebäudenummer B2) befindet sich nach ca. 400 m (zwei Querstraßen) auf der rechten Seite.

Aus Richtung Göttingen/Kassel:

A7 bis Ausfahrt **Northeim-Nord** → **B3** bis **Northeim**; in Northeim Umgehungsstraße zur **B247** → **B247** Richtung **Katlenburg** / **Duderstadt**

In **Katlenburg** auf die **B241** Richtung **Osterode** abbiegen.

Am **Ortseingang Osterode** auf die **B243** Richtung Herzberg. Nach ca. 500 m Ausfahrt **Goslar** / **Clausthal-Zellerfeld** abfahren → **B241** Richtung Clausthal-Zellerfeld

Nach **Ortseingang Clausthal-Zellerfeld** der Hauptstraße folgend rechts abbiegen → an T-Einmündung (Tankstelle rechterhand) rechts abbiegen und Clausthal verlassen.

Nach 1,5 km links abbiegen Richtung Goslar / Clausthal → **Ortsschild Clausthal** → in die dritte Straße (Robert-Koch-Straße) links einbiegen.

Das IMW (Gebäudenummer B2) befindet sich nach ca. 250 m auf der linken Seite.

